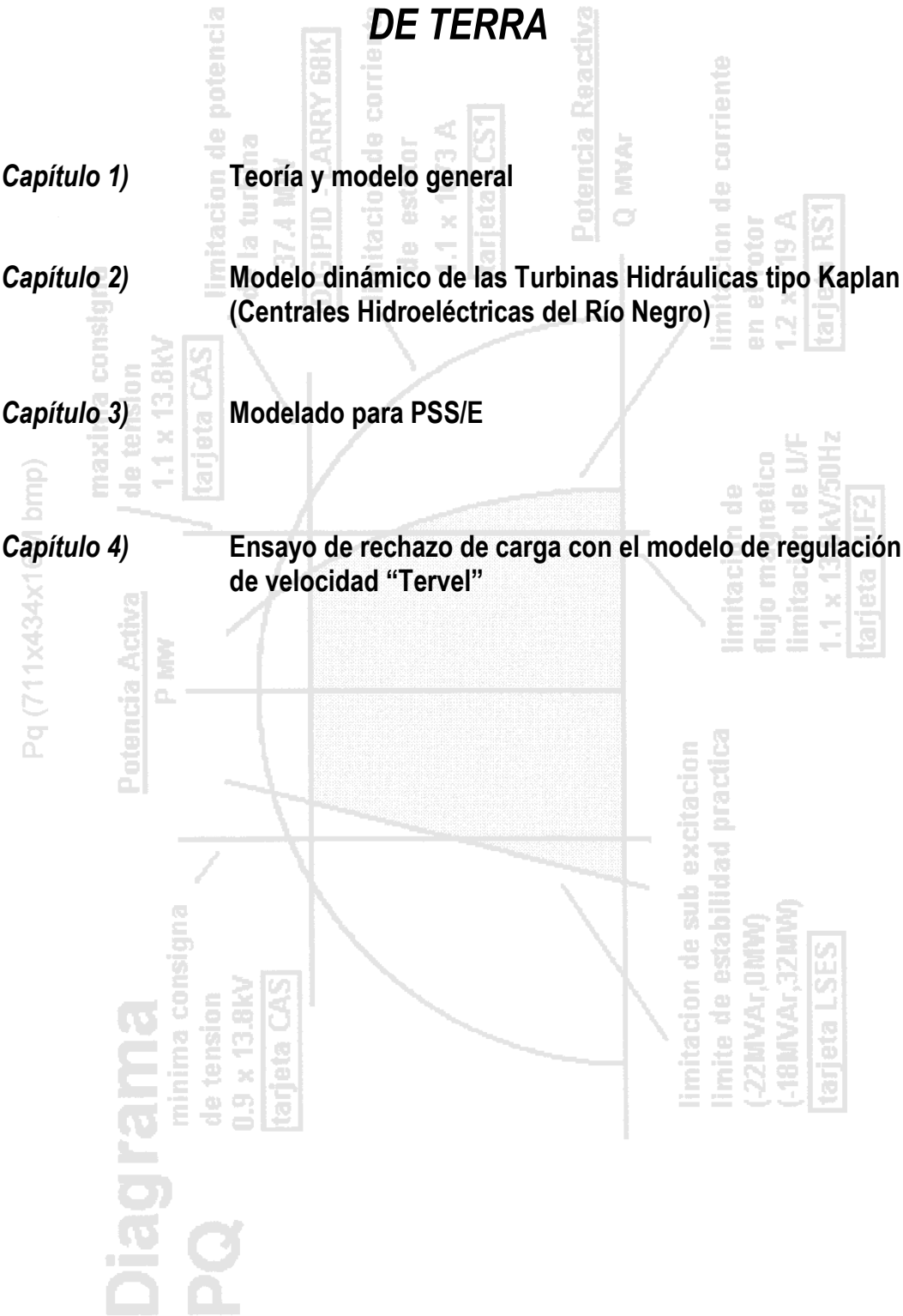
REGULADOR DE VELOCIDAD

DE TERRA



Capítulo 1) **Teoría y modelo general**

Capítulo 2) **Modelo dinámico de las Turbinas Hidráulicas tipo Kaplan (Centrales Hidroeléctricas del Río Negro)**

Capítulo 3) **Modelado para PSS/E**

Capítulo 4) **Ensayo de rechazo de carga con el modelo de regulación de velocidad "Tervel"**

Capítulo 1

Teoría y modelo general

Alejandro Segade
David Bonjour

Teoría y Modelo General

Conceptos generales

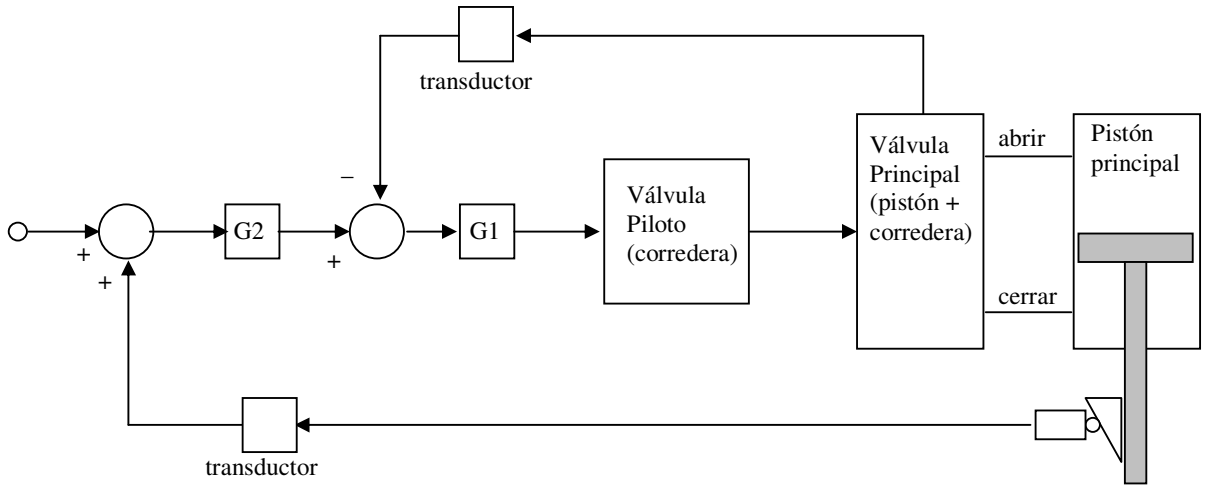
De acuerdo con los representantes de la central hidoreléctrica se tiene en esta central un regulador Gec-Alsthom Digipid 02.

El órgano de comando del distribuidor y las palas del rotor

Tenemos dos sistemas iguales en las palas del rotor y en el distribuidor, con diferencias en sus constantes de tiempo pero con el mismo esquema de principios.

Cada servomotor está compuesto de un cilindro actuador o posicionador normal de tipo oleo-hidráulico con una válvula de distribución principal movida por un pistón piloto y una válvula de distribución para ese pistón piloto de accionamiento eléctrico a solenoide.

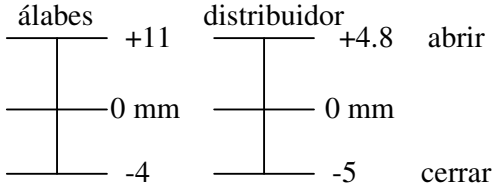
Un esquema de este equipo se puede ver a continuación:



La carrera del pistón principal sigue las siguientes pautas (tiempos máximos de carrera):

distribuidor	23 segundos	Apertura 0 – 100 %
	8.5 segundos	Cierre 100 – 0 %
álabes	11 segundos	Apertura 0 – 100 %
	39 segundos	Cierre 100 – 0 %

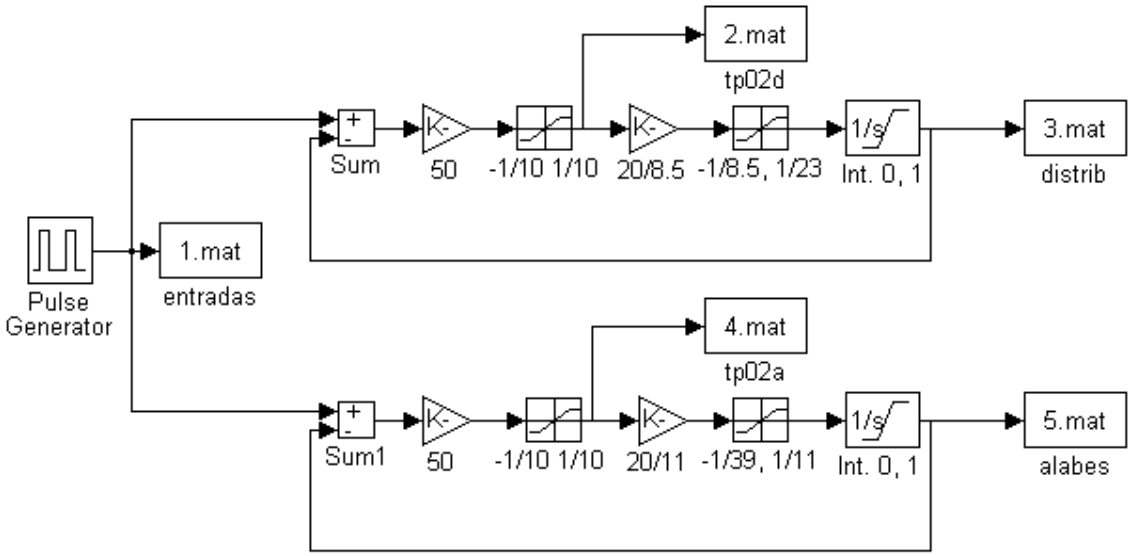
La válvula de corredera principal tiene las siguientes características

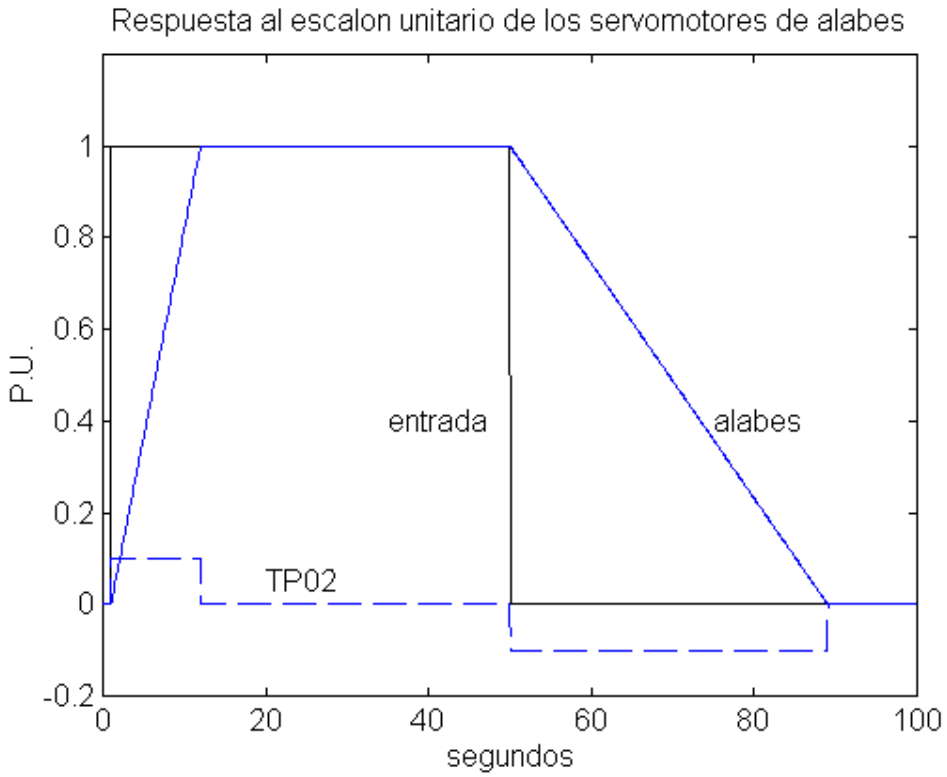


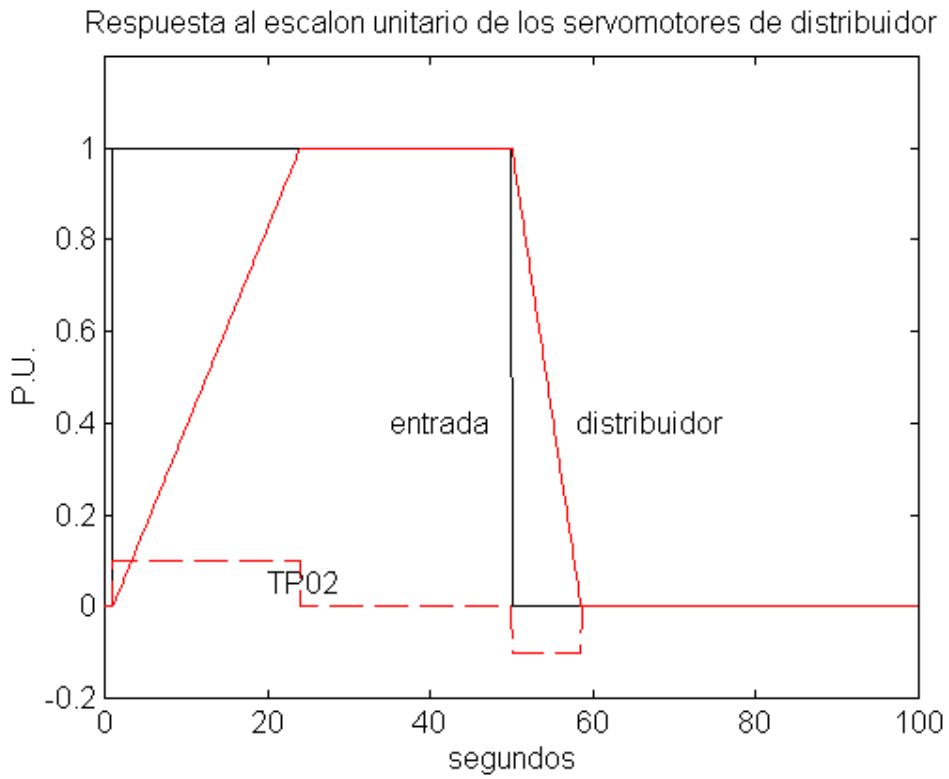
Cada milímetro de movimiento corresponde de acuerdo al transductor existente a 0.125 V.

Para la válvula piloto tenemos una carrera de 0 a 1 mm en la apertura y de 0 a –1 mm en el cierre con una velocidad de operación del vástago de la válvula de .0827 mm/V dada por una pareja de solenoides de 14 V c/u. Esta velocidad es mucho mayor que todas las otras velocidades involucradas en el sistema y por este motivo consideramos el lazo interno como instantáneo o lo que es lo mismo, consideramos instantáneo el movimiento de la válvula piloto. La ganancia G1 tiene valores diferentes según se trate del distribuidor (en este caso G1 = 47.5) o de los álabes (G1 = 45.3). La ganancia G2 = 50 en ambos casos.

A continuación presentamos un modelo simplificado de los sistemas anteriores modelado en Matlab 4.2b y su respuesta al escalón unitario:



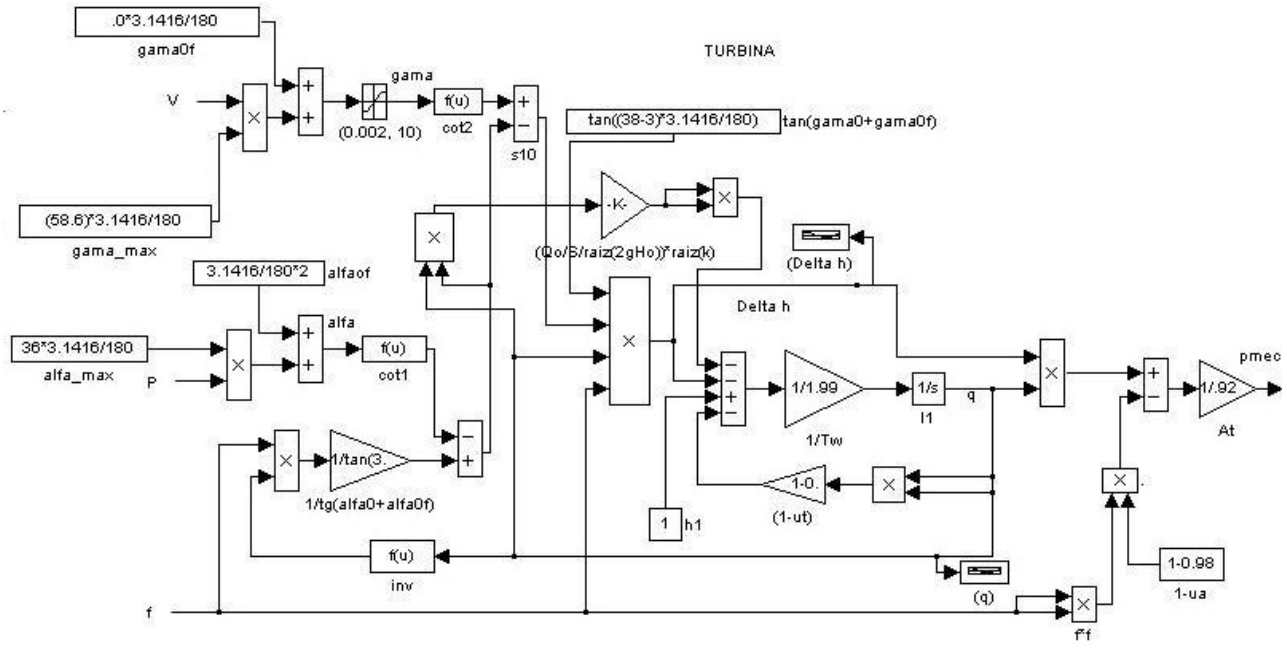




La turbina

Los servomotores actúan directamente sobre la turbina. La posicíon de los álabes del distribuidor y de las palas del rotor que son controladas por los servomotores, mantienen una conjugación en estado de régimen con el fin de maximizar la eficiencia mecánica de la turbina en estado de régimen. En los transitorios existe una desconjugación entre ambos. El modelo de la turbina al que entran las dos señales de posición de álabes de distribuidor (V) y palas de rotor (P) se puede ver en el esquema a continuación.

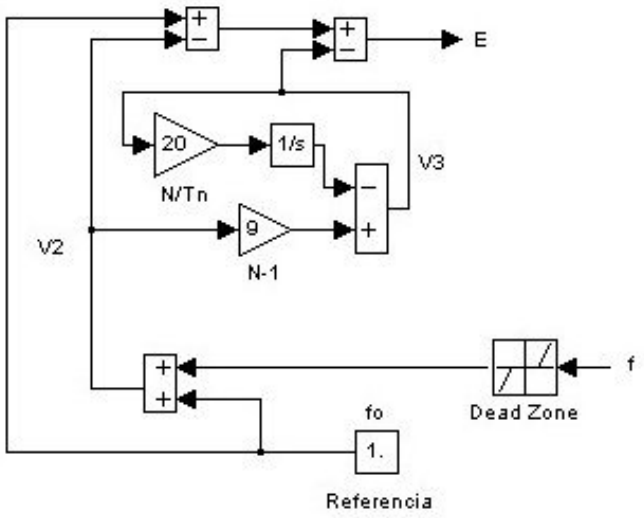
Una explicación detallada de este diagrama de bloques se puede leer en el documento adjunto titulado "Modelo dinámico de las turbinas hidráulicas tipo Kaplan" del Ing. Pablo Thomasset.



La realimentación de velocidad-aceleración

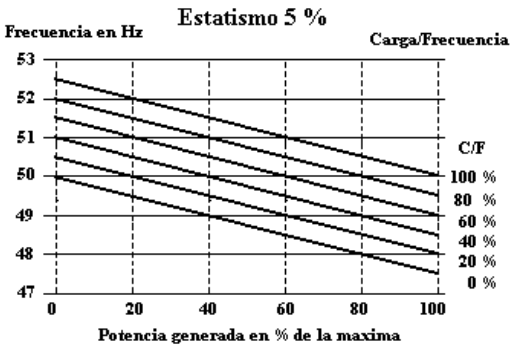
El sensor usado para realimentar el sistema de control es un sensor de frecuencia o taquímetro.

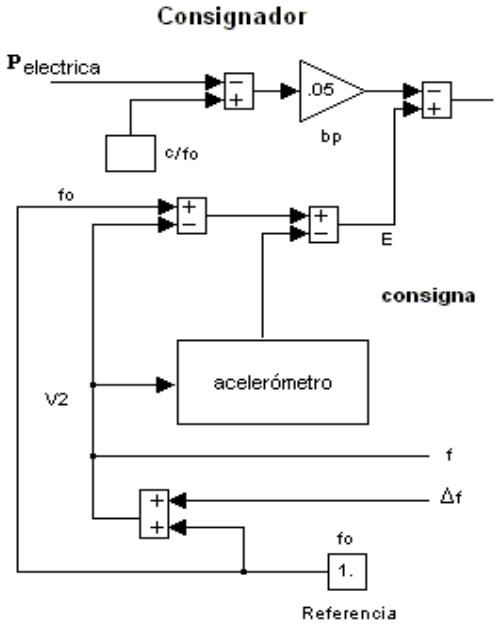
Con la señal del taquímetro y la referencia de frecuencia f_0 se genera la señal de error para el acelerómetro, que mide la aceleración angular y sirve para acelerar la respuesta del sistema de control. El diagrama de bloques utilizado (que fue extraído del manual "DIGIPID 02" plano 5 del regulador instalado, encontrándose una explicación en el trabajo del Ing. Pablo Thomasset mencionado anteriormente) para representar este modelo es el siguiente:



El consignador carga-frecuencia

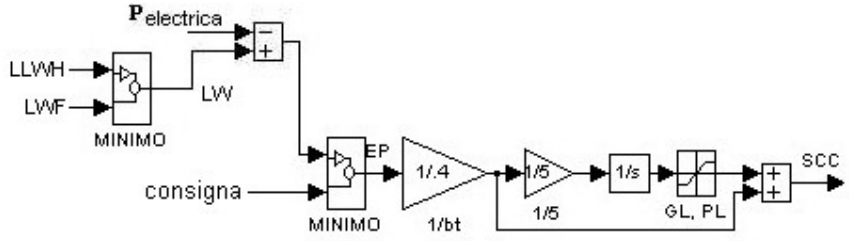
El consignador carga - frecuencia se encarga de generar las curvas de estatismo permanente para la regulación primaria de frecuencia. Las gráficas y el modelo en diagrama de bloques se presentan a continuación. Las curvas del gráfico de frecuencia en función de la carga son rectas para el estado estacionario, las cuales se trasladan de acuerdo a la consigna carga - frecuencia . En estado transitorio no son válidas estas curvas debido a la acción del acelerómetro.





El regulador P.I. y la limitación de potencia

El diagrama de bloques se muestra a continuación. No se representa la conversión de salto H en potencia activa (LLWH en la referencia, plano 11 del DIGIPID 02), dejándose una entrada para la limitación de potencia en función de la caída.



La variable LWF es el límite de potencia fijo, que tiene el valor de 39 MW y LLWH es el límite de potencia en función de la caída de agua H. En algún estudio muy particular se podrán variar estos valores que dependen de H.

La salida de esta etapa (SCC) es la entrada de la etapa siguiente de conjugación entre palas de rodete y álabes del distribuidor.

La conjugación de palas y álabes

Las palas del rodete y los álabes del distribuidor deben tener ángulos específicos para cada potencia mecánica y cada salto de agua H. Hay curvas paramétricas para definir estos ángulos en cada situación (ver plano 14 del DIGIPID 02) de las cuales se consideran las situaciones mas usuales. Representamos el diagrama de bloques simplificado agregándose la limitación automática LARRY, que se sustituye por un valor constante dado que también depende de H. En algún estudio muy particular se podrán variar estos valores que dependen de H.

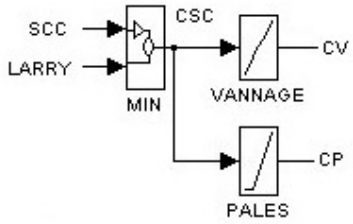
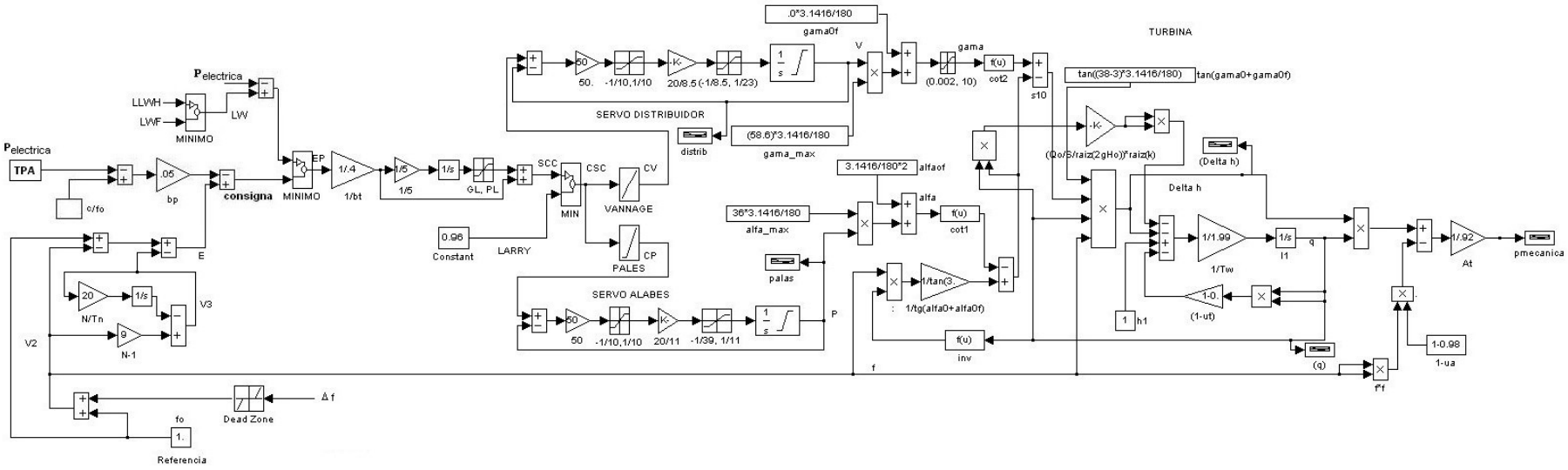


Diagrama de bloques del regulador de velocidad

Como resumen se presenta el diagrama de bloques completo del regulador de velocidad que incluye el modelo de la turbina.

Diagrama de bloques completo del regulador de velocidad



Capítulo 2

Modelo dinámico de las Turbinas tipo Kaplan
(centrales hidroeléctricas del Río Negro)

Modelo dinámico de las Turbinas Hidráulicas tipo Kaplan

Centrales Hidroeléctricas del Río Negro

Marzo 2001

Ing. Elect. Pablo Thomasset
UTE, Generación Hidráulica – Obras y Proyectos

Resumen: En este trabajo se resume todo lo que se debe tener en cuenta para modelar una turbina hidráulica, en particular una turbina tipo Kaplan. Modelo realizado para señales en su excursión total, o sea de 0 a 100% de sus valores máximos. Se estudia el modelado de las conducciones de agua, la desconjugación entre el distribuidor y el rodete, los servomotores de mando, la potencia mecánica obtenida en el eje de la turbina, el regulador de velocidad y las camas de conjugación.

Palabras claves:

INTRODUCCION

Al intentar modelar una turbina hidráulica para la realización de estudios de arranque en negro, perturbaciones y contingencias, regulación de frecuencia y estabilidad en un sistema de potencia, nos encontramos que los modelos representados en las publicaciones existentes son modelos válidos en pequeña señal (modelos increméntales y lineales). Modelos validos para la realización de estudios de estabilidad estática, pero que no son válidos para realizar estudios dinámicos.

Tampoco se encuentra mayor información sobre las turbinas tipo Kaplan y el modelado de la desconjugación de sus dos órganos de mando, alabes del distribuidor y palas del rodete. Desconjugación que se produce durante los transitorios de rechazo de carga y escalones de carga, debido a los diferentes tiempos definidos para los servomotores de mando.

DEFINICIONES

Q =caudal en m3/s
v = velocidad en m/s
p = presión en kg/m.s2
z = piezometrica o cota en metros
ρ = densidad del agua 1000 kg/m3
g = gravedad 9.8 m/s2
S = sección de tubería en m2
H = salto o caída bruta en m
γ = ángulo de apertura de alabes del distribuidor en grados
V = apertura de alabes del distribuidor en p.u.
α= ángulo de apertura de palas del rodete en grados
P= apertura de palas del rodete en p.u.
W = potencia mecánica

1) CONDUCCION DEL AGUA

Para modelar el comportamiento dinámico del agua en la conducción de agua (compuesta de la tubería forzada y del tubo aspiración) deducimos la potencia aplicada a un diferencial de agua en un tramo diferencial de tubería.

Suponemos que el agua es un fluido incompresible, caudal constante a lo largo de la tubería.

$$dW = \rho \times g \times (-dH) \times Q = (\rho \times S \times dx) \times \frac{dv}{dt} \times v$$

$$-\int_1^4 dH = \frac{1}{g} \times \frac{dQ}{dt} \times \int_1^4 \frac{1}{S(x)} dx$$

Integramos la ecuación diferencial desde la entrada (1) de la conducción hasta la salida (4), ver Fig.1, reemplazando la velocidad por el caudal (constante en toda la conducción) dividido la sección variable a lo largo de la misma.

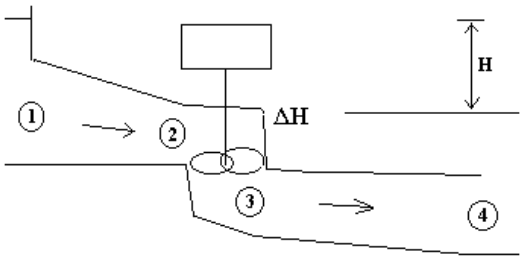


Fig.1. Esquema simplificado de conducción de agua en una turbina hidráulica.

Separando la integración del diferencial de presión desde (1) a (4), y aplicando Bernoulli fuera de la tubería (despreciando la perdida de carga y velocidades v1, y v4) llegamos al salto H, menos la perdida de carga en la turbina ΔH, menos la componente H_l de perdidas hidráulicas y la perdida por velocidad rotacional del agua al salir por la tubería de descarga (energía no recuperada en el tubo de aspiración).

$$-\int_1^4 dH = H_1 - H_4 - \Delta H - H_l = H - \Delta H - H_l$$

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$$

Sustituyendo en la primera ecuación, despejando y dividiendo las variables por los valores de base del salto Ho y del caudal Qo, llegamos una ecuación diferencial en p.u. (por unidad).

$$\frac{(H-\Delta H-H_l)}{H_0}=\left[\frac{Qo}{H_0\times g}\times\int_1^4\frac{1}{S(x)}dx\right]\times\frac{d(\frac{Q}{Q_0})}{dt}$$

Ecuación donde aparece una constante de tiempo Tw llamada constante de tiempo del agua, con valores reales entre 1 y 5 segundos.

$$h-\Delta h-h_l=T_w\times\frac{dq}{dt}$$

$$T_w=\frac{Q_0}{H_0\times g}\times\int_1^4\frac{1}{S(x)}dx$$

La constante Tw contiene un termino integral, que es posible dividir en tramos para las distintas partes que componen la conducción de agua, ver Fig.2.

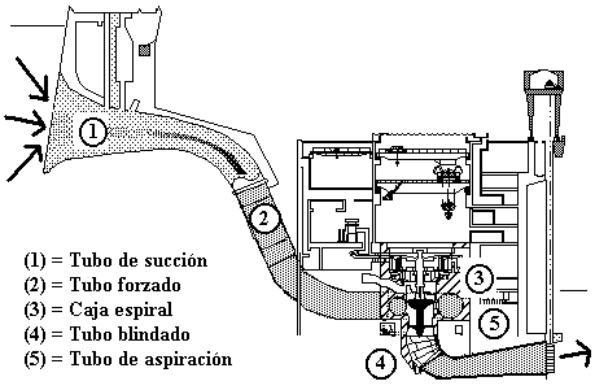


Fig.2. Tramos de la conducción de agua.

Cada tramo de tubería puede asimilarse a tramos de tubería cónica o tramos de tubería cilíndrica. Por lo que la integral del inverso de la sección, se puede descomponer en la suma de la integral en los tramos cónicos más los tramos cilíndricos.

En el caso de la caja espiral o caracol, como la velocidad del agua dentro del mismo es prácticamente constante, podemos aproximar la integral a un cilindro de longitud igual al volumen dividido la sección de entrada.

$$\int_1^4\frac{1}{S(x)}dx=\sum_i\int_{X_i}^{X_{i+1}}\frac{1}{k_i\times X}dx+\sum_j\int_{Xj_i}^{X_{j+1}}\frac{1}{S_j}dx$$

$$T_w=\frac{Q_0}{H_0\times g}\times\left[\sum_i\frac{L_i}{\sqrt{S_i\times S_{i+1}}}+\sum_i\frac{L_j}{S_j}+\frac{V_{ce}}{S_e{}^2}\right]$$

El modelo en Laplace obtenido se resume a obtener el caudal q como la integral de la diferencia entre el salto h y la perdida de carga en la turbina Ah, ver Fig.3. Variables todas en p.u. (por unidad).

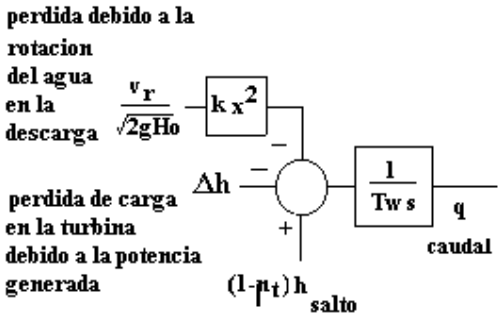


Fig.3. Modelo final de la conducción de agua.

2) DESCONJUGACION DE LA TURBINA

En una turbina tipo Kaplan la conjugación entre las palas del rodete y los alabes del distribuidor, es controlada por el regulador de velocidad. En el caso de que sea un regulador digital numérico, el mismo elabora las consignas de posición de alabes del distribuidor y la consigna de posición de palas del rodete, una de acuerdo con la otra, de modo de obtener el máximo rendimiento de la turbina. Si el regulador es mecánico o electrónico analógico, la conjugación es establecida por una cama mecánica y un circuito electrónico o mecánico que hace que la consigna de posición de las palas copie la posición de los alabes del distribuidor.

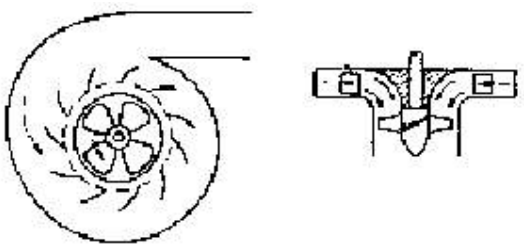


Fig.4. Corte horizontal y vertical de la turbina Kaplan.

Al realizar un estudio dinámico, interesa modelar adecuadamente el comportamiento de la turbina en régimen permanente y durante el transitorio. En régimen es cuando se establece la conjugación entre palas y alabes, en cambio en el transitorio existe una desconjugación entre ambos debido a los distintos tiempos de maniobra de los servomotores que establecen la posición de palas y alabes.

A continuación planteamos las ecuaciones que nos permitan modelar esa desconjugación de forma aceptable. En la Fig. 5 y 6, se pueden ver los ángulos de alabes del distribuidor (gama) y palas del rodete (alfa). La función del distribuidor es transformar la presión de agua (dada por el salto de agua) en velocidad y orientar el flujo de agua según el ángulo de alabe (gama).

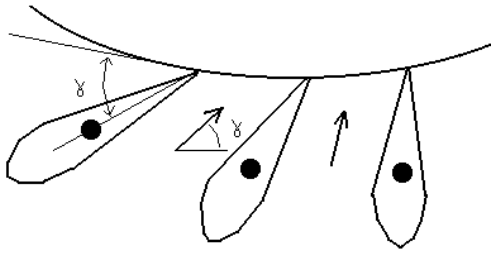


Fig. 5. Angulo de alabes del distribuidor.

La función de las palas del rodete es transformar la cantidad de movimiento del agua que sale del distribuidor en fuerza o par de giro.

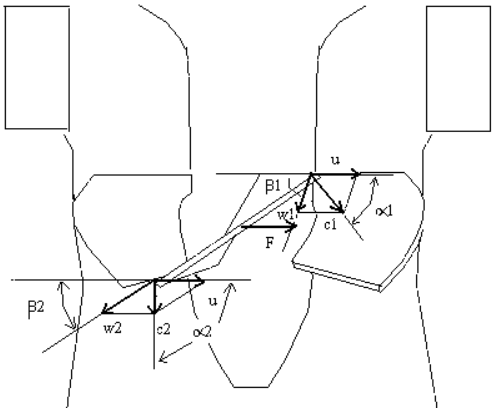


Fig.6. Velocidades en las palas del rodete.

Aplicando Newton al agua que incide sobre la pala, se obtiene la fuerza ejercida sobre la misma.

$$F = \rho \times Q \times (w_2 \times \cos\beta_2 - w_1 \times \cos\beta_1)$$
$$= \rho \times Q \times (c_1 \times \cos\alpha_1 - c_2 \times \cos\alpha_2)$$
$$W + W_{mecanicas} = F \times u = \rho \times g \times Q \times \Delta H$$

La potencia W entregada al rodete en el eje, sumado a las perdidas mecánicas, es igual a la fuerza por la velocidad del giro u. Hidraulicamente la potencia extraída del agua es la perdida de carga en la turbina ΔH multiplicado por el caudal, teniendo en cuenta la densidad y la gravedad. De donde despejamos la perdida de carga en la turbina y resolvemos las velocidades según el caudal, expresando las velocidades axiales como el caudal Q dividido la sección efectiva S en el rodete.

$$\Delta H = \frac{u}{g}(c_1 \times \cos\alpha_1 - c_2 \times \cos\alpha_2)$$
$$v_r = c_2 \times \cos\alpha_2 = u - w_2 \cos\beta_2$$
$$Q \div S = c_1 \times \operatorname{sen}\alpha_1 = w_2 \times \operatorname{sen}\beta_2$$
$$\Delta H = \frac{u \times Q}{g \times S}\left(\cot\alpha_1 - v_r \times \frac{S}{Q}\right)$$

Expresamos la ecuación según valores de base Ho, Qo, y fo en un punto de funcionamiento en conjugación entre palas y alabes. Donde la frecuencia f surge de expresar la velocidad u en función de la frecuencia del generador acoplado a la turbina. También se pueden sustituir los ángulos por los correspondientes a los ángulos hidráulicos α de palas y γ alabes, teniendo en cuenta en el modelo el offset que pueda existir con los ángulos mecánicos.

$$\Delta h = f \times q \times \operatorname{tg}\gamma_0 \times \left(\cot\gamma - \frac{v_r \times S}{q \times Q_0}\right)$$
$$\frac{v_r}{\sqrt{2gH_o}} = \frac{Q_0}{S \times \sqrt{2gH_o}}(f \times \cot\alpha_0 - q \times \cot\alpha)$$
$$\Delta h = f \times q \times \operatorname{tg}\gamma_0 \times \left(\cot\gamma + \cot\alpha - \frac{f \times \cot\alpha_0}{q}\right)$$

En estado de régimen cuando existe conjugación entre alabes y palas, la salida del agua es axial, anulando el termino dependiente del ángulo de palas. En la Fig. 7 se resume el modelo en Laplace para la ecuación anterior.

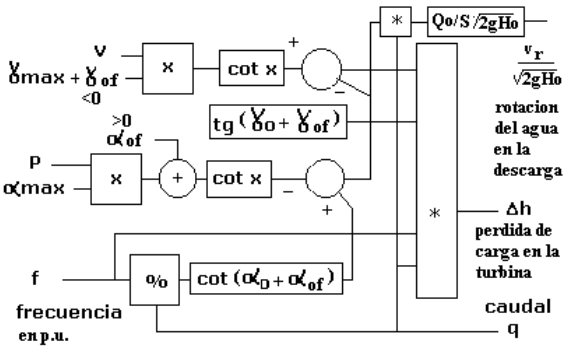


Fig. 7 Modelo de turbina y desconjugación de palas y alabes.

3) POTENCIA MECANICA

Como vimos anteriormente la potencia mecánica entregada en el eje de la turbina sumado a las perdidas mecánicas, es igual al producto del caudal, multiplicado por la perdida de carga hidráulica en la turbina. Las perdidas hidráulicas H_l se producen en los alabes del distribuidor, las palas del rodete y la componente rotacional del agua en la salida de este ultimo (ver Anexo I y II).

$$W + W_{mecanicas} = \rho \times g \times Q \times \Delta H$$

$$W_{mecanicas} = f^2 \times (1 - \eta_a) \times W_0$$

$$\Delta H = H - H_l$$

$$H_l = (1 - \eta_t) \times \zeta \times H_0 \times q^2 + k \frac{v_r^2}{2g}$$

Las perdidas mecánicas se pueden asumir que son perdidas debido al giro del agua y el rodete, cojinetes y ventilación en el rotor del alternador, siendo función del cuadrado de la velocidad (RPM o la frecuencia). Las podemos asumir independientes de la carga, e igual a las perdidas del alternador.

$$w = At \times \left(\Delta h \times q - (1 - \eta_a) \times f^2 \right)$$

$$At = \frac{\rho \times g \times Q_o \times H_0}{W_0} = \frac{1}{\eta_a \times \eta_t}$$

Al expresar la potencia mecánica resultante en p.u., surge la llamada ganancia de turbina At, que es el inverso del rendimiento global, de la turbina y el alternador en el punto de funcionamiento elegido como base. En la Fig.8 modelamos estas ecuaciones, siempre expresando las señales en p.u.

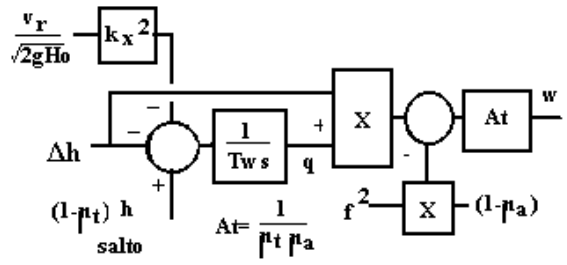


Fig.8. Modelo de obtención de la potencia mecánica.

4) SERVOMOTORES DE POSICION

Válvula y servomotor principal

El movimiento de las palas del rodete y de los alabes del distribuidor es efectuado mediante servomotores o pistones oleohidraulicos de mediano porte. La presión de aceite empleada para efectuar el movimiento es del orden de los 20 o 30 bar, las áreas de los pistones son no mayores al metro cuadrado, y las carreras son no mayores al metro lineal.

Los caudales de aceite están determinados por los diafragmas instalados en la llegada a los servomotores (diafragmas de seguridad), en la salida de las válvulas distribuidoras (diafragma de tiempo de cierre) o mediante limites de apertura a las mismas (tiempos de apertura de alabes del distribuidor y palas del rodete).

En la Fig. 9, se puede ver un esquema simplificado del servomotor principal y la válvula distribuidora principal que lo comanda.

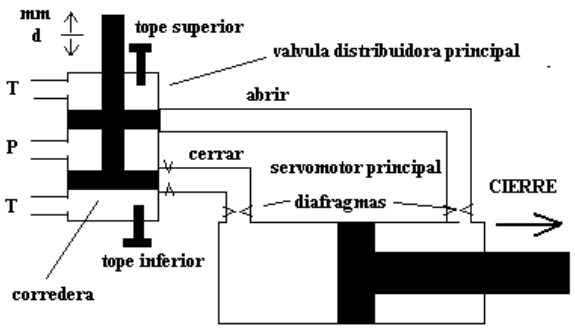


Fig.9. Servomotor principal.

Para modelar el comportamiento del servomotor se desprecia la masa de las partes móviles, los rozamientos y fuerzas ejercidas por el agua sobre los alabes y palas. Solo se considera el caudal de aceite establecido por la presión, y la perdida de carga en el pasaje de aceite por la luz de la válvula distribuidora principal. Cuando la corredera de la válvula llega a un extremo, el caudal no continua aumentando, quedando determinado por el o los diafragmas existentes en el circuito de aceite.
El caudal de aceite dividido el área del pistón, determina una velocidad de avance o retroceso (correspondiente a apertura o cierre según sea la instalación). El completar un recorrido completo lleva un tiempo de maniobra Ta o Tc según corresponda.

El modelo del servomotor se reduce (ver fig. 10) a una curva que representa la saturación del caudal de aceite al variar el desplazamiento de la corredera d, y un integrador que representa el volumen de aceite llenado. Integrador con una excursión de salida entre 0 y 1 p.u., que representa la excursión del pistón del servomotor y la posición en grados de las palas del rodete o de los alabes del distribuidor.

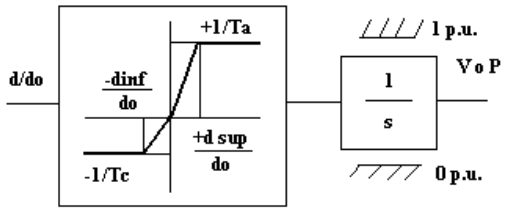


Fig. 10. Modelo del servomotor principal.

Válvula piloto y servomotor auxiliar

La posición de la corredera de la válvula principal, es controlada por un servomotor pequeño, en muchos casos ubicado en la misma válvula. Este servomotor auxiliar es accionado por un válvula o electroválvula piloto que recibe señal del regulador de velocidad.

La funciones de la válvula piloto son; 1) transformar una señal débil proveniente del regulador de velocidad en una señal de potencia, necesaria para mover la válvula distribuidora de gran tamaño, y 2) posicionar la corredera según una consigna determinada, consigna generada a partir de amplificar la señal de error del regulador de velocidad. Ver Fig.11 y 12.

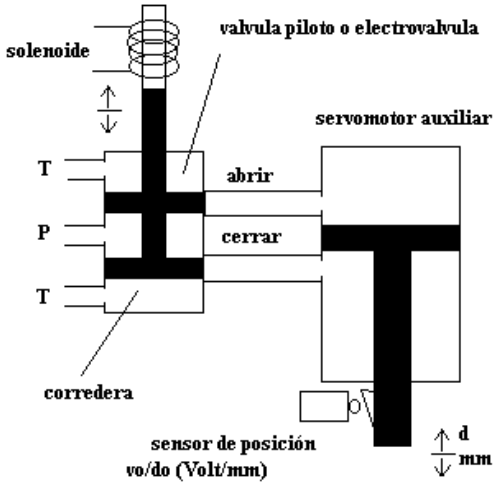


Fig.11. Servomotor auxiliar y válvula piloto.

La posición de la corredera de la válvula principal se logra mediante un circuito copiante, ya sea mediante componentes mecánicos, electrónicos o oleohidraulicos.

El modelo conjunto del servomotor y válvula principal y comandado por el servomotor y válvula piloto queda como se ve en al Fig. 12. Aparece el factor Vo/vo, (donde vo son los Volt/mm en el sensor de la corredera y Vo son los voltios de base de la electrónica) para la conversión a p.u. de las señales de desplazamiento.

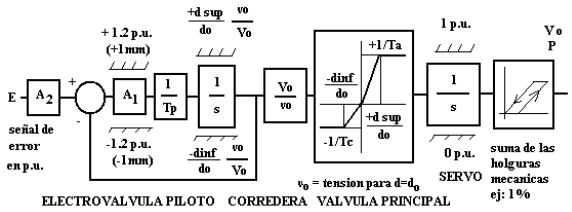


Fig. 12. Modelo de válvula y servomotores, circuitos piloto y principal.

El comportamiento de la válvula y servomotor piloto, es similar al comportamiento de la válvula y servomotor principal, salvo que la velocidad de respuesta del circuito piloto es unas 10 veces mayor que el principal.

Al aplicar una entrada en escalón (gran señal) en la señal de error, el servomotor auxiliar tarda menos de un 1 segundo en recorrer su carrera, mientras que el servomotor principal tarda no menos de 5 segundos, tiempos dados por el gran volumen de aceite a llenar y la colocación de diafragmas y limites a la carrera de las correderas de las válvulas.

Los límites y diafragmas que determinan los tiempos de maniobras de alabes del distribuidor y palas del rodete, provienen de cálculos y estudios que buscan una solución de compromiso entre; 1) la máxima velocidad de embalamiento que soporta el alternador conectado a la turbina y 2) la máxima sobrepresion transitoria que soporta la tubería de agua en la entrada, tapa de turbina, y caja espiral. Nunca deben cambiarse estos tiempos sin un estudio previo de cómo serán afectados estos factores.

$$\Delta t(s) = \frac{V_{servo}(m^3)}{Q_{aceite}(m^3/s)}$$

Para visualizar valores concretos planteamos la ecuación del tiempo de maniobra, para el máximo caudal que pueden suministrar las válvulas piloto y principal, dividido el volumen de aceite a llenar para los servomotores auxiliar y principal.

Por ejemplo, si el volumen de aceite en el servomotor principal es de 1 m^3, y el tiempo de maniobra requerido es de 10 segundos, el caudal de aceite máximo será de 1 m^3/s. Para el servomotor auxiliar un volumen típico es del orden de 10.000 mm^3, y para la válvula piloto un caudal máximo típico es 10.000, lo que determina un tiempo de maniobra para el circuito piloto de 1 segundo.

Considerando el modelo en pequeña señal podemos ver como queda la transferencia, ver Fig.13.

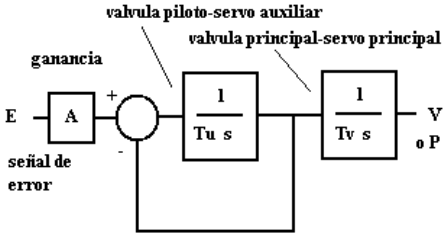


Fig.13. Modelo en pequeña señal.

La transferencia en Laplace entre el error y la posición de alabes del distribuidor o las palas del rodete queda:

$$\frac{V}{E} = \frac{A}{(T_u \times s + 1) \times T_v \times s} \cong \frac{1}{\frac{T_v}{A} \times s}$$

Donde se puede despreciar el termino con constante de tiempo Tu (siempre que sea igual o menor a T_v/A), tiempo correspondiente a la válvula piloto y servomotor auxiliar.

Tv/A es el tiempo necesario para que un escalón de 1 p.u en el error E provoque un cambio de 1 p.u. en la posición V de alabes o P palas.

En resumen, ya sea en gran señal o en pequeña señal, se puede asumir que la transferencia del circuito copiante de la válvula piloto y el servomotor auxiliar es unitaria, quedando el modelo simplificado como se observa en la Fig.14, incluyendo la ganancia A de entrada. Modelo donde Ea y Ec es el error de entrada (en p.u.), necesaria para saturar las válvulas principales, en apertura y cierre respectivamente, y Ta y Tc son los tiempos de maniobra de apertura y cierre.

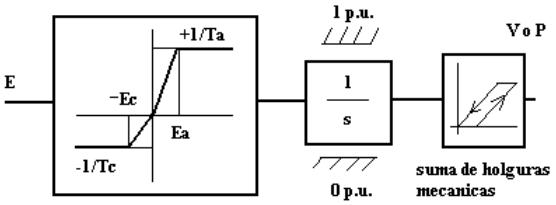


Fig.14. Modelo simplificado de las válvulas y servomotores.

5) REGULADOR DE VELOCIDAD

Los reguladores de velocidad pueden ser oleohidraulicos, mecánicos, electrónicos analógicos o numéricos. Pero desde un punto de vista funcional, cualquiera de ellos se compone de los elementos descriptos a continuación, visualizados en la Fig.17.

Taquimetro

Toma la frecuencia del grupo turbina generador de la tension secundaria de los transformadores de potencial (TPs), o mediante un generador auxiliar (PMG). La señal es transformada en una diferencia (f-fo), donde fo es la frecuencia de referencia 50 Hz, frecuencia generada internamente en el regulador, determinada por filtros o un péndulo de watt.

Insensibilidad o Banda Muerta

La insensibilidad i, determina una banda, conocida como banda muerta, dentro de la cual la frecuencia del grupo puede moverse sin que tenga efecto en los circuitos de regulación, ni en la velocidad y carga de la turbina, ver Fig.15.

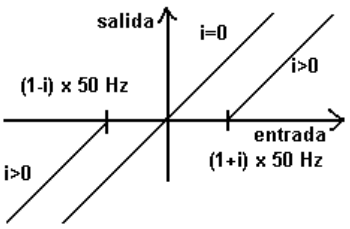


Fig.15. Insensibilidad o Banda Muerta.

Estatismo Permanente

También conocido como caída de velocidad de la maquina, contribuye en la regulación primaria de frecuencia del sistema eléctrico, repartiendo la carga entre las distintas unidades de generación, ver Fig. 16.

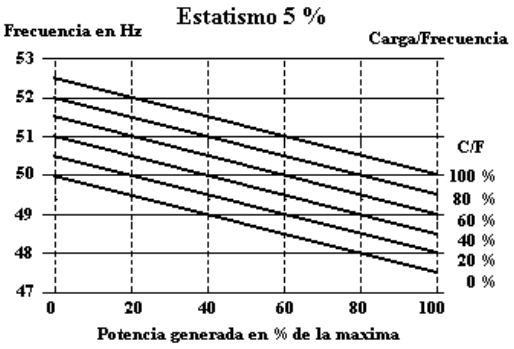


Fig.16. Estatismo Permanente.

Retroalimentación de potencia o apertura

La retroalimentación negativa es lo que permite estabilizar la acción del regulador. En el ejemplo de la Fig.17 la retroalimentación se realiza a partir de la variable controlada, o sea la apertura del distribuidor V, donde la ganancia es el estatismo permanente BP y transitorio BT.

Si la variable que se desea controlar es la potencia, la retroalimentación se hace desde la señal de potencia.

Estatismo Transitorio

El estatismo transitorio cumple la misma función que el estatismo permanente, con la diferencia de que su valor es mayor a este ultimo (por ejemplo BP=5%, BT=40%). Retroalimenta las variaciones de la apertura y no el valor de apertura permanente, mediante una ganancia BT y un filtro (regulador electrónico) o amortiguador (regulador mecánico), de constante de tiempo Td (por ejemplo 5 seg.).

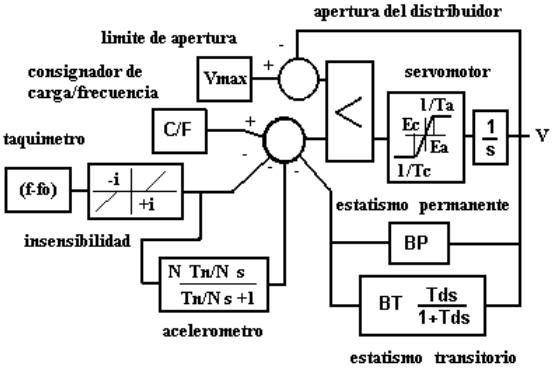


Fig.17. Modelo de Regulador de Velocidad típico.

Acelerómetro

El acelerómetro es sensible a la aceleración angular, contribuyendo a la rápida estabilización del regulador velocidad al producirse perturbaciones en la frecuencia. Amplifica la variaciones de frecuencia según una ganancia N, y un filtro de constante de tiempo Tn/N (por ejemplo 50 ms).

Consignador de Carga/Frecuencia

El consignador de carga/frecuencia permite controlar la carga (potencia activa) de una turbina conectada a un sistema eléctrico de gran tamaño, y permite controlar la frecuencia si la turbina trabaja en red aislada, donde el generador alimenta una carga variable. Esto se produce subiendo o bajando la recta del estatismo permanente.

El consignador puede ser un potenciométro, un tornillo, un contador digital o una variable numérica, pudiendo siempre asimilarse a una variación de 0 a 100% de la carga o de la apertura del distribuidor, según la retroalimentación sea de potencia o de apertura.

Limite de apertura

La limitación de apertura es una seguridad de la turbina, para evitar que trabaje fuera del rango admisible de cavitación, rendimiento y en algunos casos de potencia máxima admisible para el generador.

Normalmente no actúa sobre la regulación, salvo que la apertura V supere el valor preestablecido de limite de apertura Vmax. Valor que puede ser prefijado manualmente por el operador de la turbina, o como una función dependiente del salto de agua y del nivel aguas abajo.

6) CAMA DE CONJUGACION

Volviendo a la ecuación de la turbina vista anteriormente, se puede visualizar en que condición se produce la conjugación entre el ángulo α de palas del rodete y el ángulo γ de alabes del distribuidor.

$$\Delta h = f \times q \times \mathrm{tg}\,\gamma_0 \times \left(\cot\gamma + \cot\alpha - \frac{f \times \cot\alpha_0}{q} \right)$$

$$\cot\alpha = \frac{f \times \cot\alpha_0}{q}$$

$$\Delta h = \eta_t \times h = f \times q \times \mathrm{tg}\,\gamma_0 \times \cot\gamma$$

De las ecuaciones anteriores deducimos que la curva o relación entre los ángulos α y γ para la conjugación viene dada por;

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \left(\frac{\eta_t \times h \times \mathrm{tg}\,\alpha_0}{\mathrm{tg}\,\gamma_0 \times f^2} \right) \times \mathrm{tg}\,t\gamma$$

Esta relación define la llamada cama de conjugación, implementada mediante levas mecánicas, electrónicamente o numéricamente.

Normalmente se define un juego de camas para varios saltos típicos (por ejemplo cada un metro de variación del salto), no se tiene en cuenta la variación de frecuencia (constante en la marcha en régimen permanente de la turbina).

7) MODELO GLOBAL

Integrando el modelo de las conducciones, desconjugación de la turbina, potencia mecánica, servomotores, regulador de velocidad y cama de conjugación, se obtiene el modelo global de la turbina tipo Kaplan, ver Fig. 18.

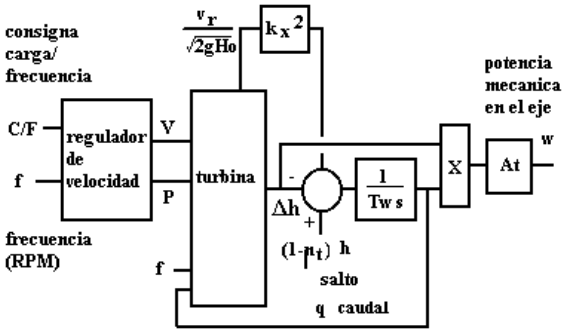


Fig. 18. Modelo global de una turbina tipo Kaplan.

8) VALIDACION DEL MODELO

La validación y ajuste de parámetros del modelo se puede hacer comparando simulaciones en régimen permanente, contra puntos de funcionamiento nominal, caudal de marcha en vacío, y velocidad de embalamiento en punto máximo.

O comparando simulaciones de transitorios de rechazos de carga para distintas potencias de funcionamiento, contra ensayos reales, usualmente realizados en la puesta en servicio de las turbinas y alternadores de las centrales hidroeléctricas.

9) CASOS PARTICULARES

En cada central hidroeléctrica con turbinas del tipo Kaplan, se encuentran diversas formas de implementar la regulación de velocidad. Las diferencias entre configuraciones están determinadas por las tecnologías utilizadas en el momento de proyectar el regulador (mecánica, electrónica analógica, microprocesadores numéricos).

Desde un punto de vista estático cualquiera de estas configuraciones presenta comportamientos similares, pero desde un punto de vista dinámico existen diferencias notorias, en la velocidad de respuesta, desempeño y estabilidad. Diferencias marcadas por la elección de la retroalimentación de apertura o potencia, la elección de la forma de implementar la consigna de posición de palas del rodete, ya sea a partir de la consigna del distribuidor o a partir de la posición del distribuidor.

C. H. Dr. Gabriel Terra

El regulador de velocidad es numérico. Permite realizar la retroalimentación de potencia o de apertura, seleccionable mediante un switch. Al optar por la retroalimentación de apertura se mantiene constante el ángulo de palas del rodete, siendo este controlado por la consigna de carga/frecuencia C/F, que pasaría a ser en realidad una consigna de apertura/frecuencia.

La variable controlada en forma directa es efectivamente el ángulo de palas del rodete, ya que el ángulo de alabes del distribuidor depende del salto de agua. Esto permite consignar y mantener un caudal constante en la turbina independientemente del salto de agua que se tenga.

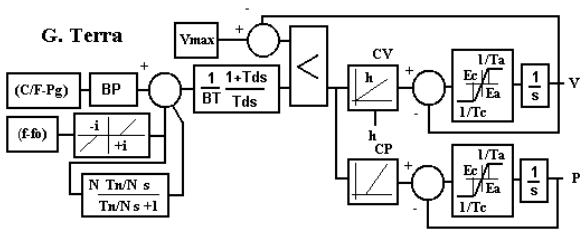


Fig. 19. Regulador de velocidad C.H. Dr. G. Terra.

C.H. Rincón de Baygorria

El regulador de velocidad es mecánico y oleohidraulico, se basa en un péndulo centrifugo o de watt, a partir del cual mediante palancas, poleas y válvulas de aceite se genera una consigna de posición de alabes del distribuidor y palas del rodete.

La retroalimentación es de apertura (no permite retroalimentación de potencia), y elabora una consigna de apertura CV, a partir de la cual comanda la posición del distribuidor y de las palas del rodete.

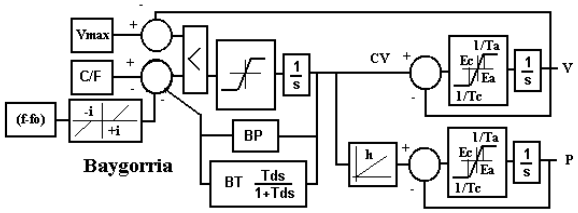


Fig. 20. Regulador de velocidad C.H. Rincón de Baygorria.

C.H. Constitución (Palmar)

La diferencia con los dos casos anteriores, es que no existe una consigna de apertura para el distribuidor CV y las palas del rodete CP. El servomotor de comando del distribuidor, en forma directa integra el error de la suma de desviación de frecuencia, consigna de carga frecuencia, y retroalimentación de la posición del distribuidor V.

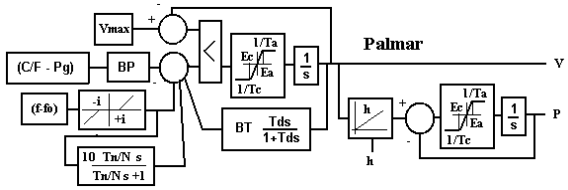


Fig. 21. Regulador de velocidad C.H. Constitución (Palmar).

ANEXO I. Calculo de las perdidas rotacionales.

El calculo de la constante k de las perdidas producidas por la componente rotacional del agua al salir de la turbina, se calcula a partir de las colinas de rendimiento. Colinas obtenidas en los ensayos de rendimiento absoluto de las turbinas, sea en el modelo o en el prototipo de la misma.

La colina de rendimiento gráfica el rendimiento definido como la potencia mecánica neta, dividido por la potencia hidráulica bruta para el salto H_0.

$$P = \eta \times \gamma \times Q \times H_0 = \gamma \times Q \times \Delta H$$

$$\eta = \frac{\Delta H}{H_0}$$

Asumiendo que las perdidas hidráulicas en la turbina son independientes del caudal y del ángulo de palas del rodete, el rendimiento máximo obtenido se obtiene cuando existe conjugación entre los alabes del distribuidor y palas del rodete.

$$\eta_0 \times H_0 = \Delta H + k \times \frac{v_r^2}{2g}$$

$$\eta = \frac{\Delta H}{H_0} = \eta_0 - \frac{k}{2gH_0} \times v_r^2$$

La velocidad rotacional se calcula a partir del ángulo de palas del rodete, constante en este caso, el caudal Q y la frecuencia nominal, en un punto 1 diferente del punto 0.

$$v_r = \frac{Q_0}{S}\left(f \times \cot\alpha_0 - q \times \cot\alpha\right)$$

$$v_r = \frac{1}{S} \times \cot\alpha_1 \times (Q_1 - Q)$$

$$\eta = \frac{\Delta H}{H_0} = \eta_0 - \varsigma \times (Q_1 - Q)^2$$

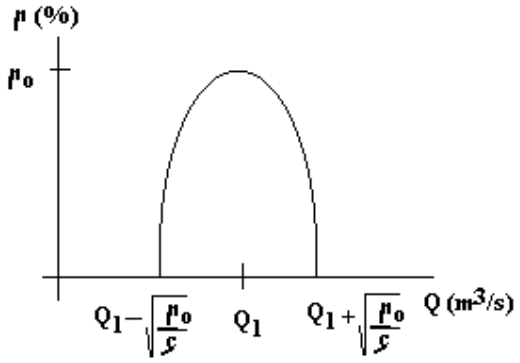
$$\varsigma = \frac{k \times \cot^2 \alpha_1}{2gH_0 \times S^2}$$

Para calcular esta última constante a partir de los ensayos, se calculan los dos puntos en los cuales el rendimiento es nulo. A los efectos del calculo a estos puntos les llamamos Qmax y Qmin.

$$Q_{max} = Q_1 + \sqrt{\frac{\eta_0}{\varsigma}}$$

$$Q_{min} = Q_1 - \sqrt{\frac{\eta_0}{\varsigma}}$$

Graficando el rendimiento se obtiene una curva similar a la Figura 22.



Los caudales calculados Q_{min} y Q_{max} se pueden obtener extrapolando los puntos del ensayo de rendimiento según una curva cuadraticas como se demostró anteriormente.

$$\varsigma = \frac{k \times \cot^2 \alpha_1}{2gH_0 \times S^2}$$

$$\varsigma = \frac{\eta_0}{(Q_{max} - Q_1)^2}$$

$$k = 2gH_0 \times S^2 \times \mathrm{tg}^2 \alpha_1 \times \frac{\eta_0}{(Q_{max} - Q_1)^2}$$

En la tabla siguiente se calcula el valor de k para distintas turbinas y ángulos de palas del rodete. Los valores de caudal se obtienen mediante extrapolaciones cuadraticas de las colinas de rendimiento, en ensayos donde se cuenta con mas de 5 puntos de funcionamiento con ángulo de palas del rodete constante.

	α_1 (°)	Q_1 M^3/s	Q_{max} m^3/s	S (m^2)	H (m)	ζ	k
Terra	30.3	158.2	224	15.5	25.6	2E-4	10
	27	140	202		25.6	2.3E-4	8.7
	24.1	120.2	197		25.5	1.7E-4	4.8
	17.5	89.8	145		25.9	3E-4	4.5
Bayg.				29.6	14.7		
Palm.	28.5	399	523	36.1	29.5	6E-5	14.4
	24	347	469		29.5	6E-5	10.1
	18	280	437		29.9	3.6E-5	3.4

ANEXO II. Modelo simplificado.

El modelo de la turbina puede simplicarse aceptando márgenes de error del orden del 10% si se aproxima la función tangente del ángulo de alabes del distribuidor y de palas del rodete por las aperturas V y P, variables de 0 a 1 p.u.

$$\Delta h = f \times q \times \mathrm{tg}\,\gamma_0 \times \left(\cot\gamma + \cot\alpha - \frac{f \times \cot\alpha_0}{q}\right)$$

$$\Delta h = f \times q \times V_0 \times \left(\frac{1}{V} + \frac{1}{P} - \frac{f}{q \times P_0}\right)$$

$$v_r = \frac{Q_0}{S}\left(f \times \cot\alpha_0 - q \times \cot\alpha\right)$$

$$v_r = \frac{Q_0}{S}\left(\frac{f}{P_o} - \frac{q}{P}\right) = \frac{Q_0}{S} \times \frac{1}{P_0} \times \left(f - \frac{q}{P/P_0}\right)$$

Con la turbina en conjugación se comprueba que el caudal es proporcional a ambas aperturas, y en el caso del rodete el caudal es independiente del salto. Po y Vo son las aperturas para el punto de funcionamiento nominal.

$$f = 1$$

$$\Delta h = h$$

$$q = h \times \frac{V}{V_0}$$

$$q = \frac{P}{P_o}$$

Para simplificar aun mas el modelo se puede representar la desconjugación mediante la expresión del rendimiento como función del caudal y del caudal conjugado para la posición de palas P.

$$\eta = \frac{\Delta H}{H_0} = \eta_0 - \frac{k}{2gH_0} \times v_r^2$$

$$v_r = \frac{Q_0}{S} \times \frac{1}{P_0} \times \left(f - \frac{q}{P / P_0} \right)$$

$$\eta = \eta_0 - C \times \left(f - \frac{q}{P / P_0} \right)^2$$

$$C = \frac{k \times Q_0^2}{2gH_0 \times S^2 \times P_0^2}$$

La perdida de carga hidráulica total, o sea la producida por el par resistente de la turbina sumado a las perdidas por la rotación del agua en la tubería de descarga se obtiene:

$$\Delta h_{total} = f \times q \times V_0 \times \left(\frac{1}{V} + \frac{1}{P} - \frac{f}{q \times P_0} \right)$$

$$+ C \times \left(f - \frac{q \times P_0}{P} \right)^2$$

$$\Delta h_{total} = \frac{f \times q}{V / V_0} - \frac{V_0 \times f}{P_0} \left(f - \frac{q}{P / P_0} \right) + C \times \left(f - \frac{q}{P / P_0} \right)^2$$

Simplificando aun mas, asumiendo que la frecuencia cambia poco f = 1, tomando las aperturas normalizadas respecto al punto nominal Po=1 y Vo=1, y la constante C aproximadamente la unidad.

$$\Delta h_{total} = \frac{q}{V} - \left(1 - \frac{q}{P} \right) + \left(1 - \frac{q}{P} \right)^2 = \frac{q}{V} + \frac{q}{P} \left(\frac{q}{P} - 1 \right)$$

Lo mismo para el rendimiento.

$$\eta = \eta_0 - \left(1 - \frac{q}{P} \right)^2$$

El esquema simplificado queda así:

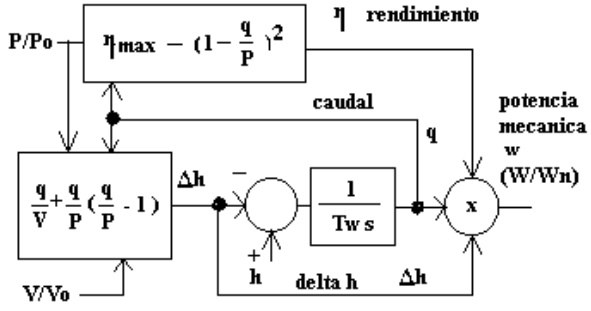


Fig. 23. Modelo simplificado.

ANEXO II. Calculo de la sección efectiva del rodete.

En todo el desarrollo anterior se menciona la sección S, área efectiva por donde circula el agua en el rodete de la turbina.

En teoría si el diámetro del cubo rodete es 1/3 del diámetro total, la sección efectiva es 0.697 D^2.

$$S = \frac{\pi}{4} D^2 + \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4.5} D^2$$

$$d = \frac{1}{3} D$$

En la practica una formula utilizada por los proyectistas es:

$$S = 0.66 \times D^2$$

REFERENCIAS

[1] Ucla, Matlab help, 1998, “Hydraulic Turbine and Governor”

[2] PTI, 1998, Power Technologies, Inc, “Hydro Turbine Governor”

[3] D. G. Ramey and J. W. Skooglund, 1970, IEEE Trans. Power App. Syst., “Detailed Hydrogovernor Representation for System Stability Studies”

[4] Neyrpic-Aslthom, Grenoble, 1973, “Study on the Stability of Frecuency Control”, “Computer Similation and site test in Corscia”

[5] GEC Alsthom-Neyrpic, 1993, Memoria de Calculo , “Estudio de Estabilidad C.H. Dr. G. Terra”

[6] L. Quantz, 1940, “Motores Hidráulicos”

[7] Marks, “Mechanical engineer´s handbook”

[8] Zopetti, “Centrales Hidroeléctricas”

[9] G.H. Lundgren and C.E. Stille, “Kaplan and Propeller Turbines”

[10] Ensayos de Rendimiento en Unidad 2, C.H. G. Terra. Alsthom Neyrpic, UTE Renovación G. Terra.

Calculo de Tw	**Palmar**	**Baygorria**	**G. Terra**	**CTM**	**Turbina Genérica**
S1 Sección inicial tubería forzada	400 m2	280 m2	144 m2	337 m^2	
S2 Sección final	266 m2	180 m2	38 m2		
L1 longitud tubo entrada	28 m	14.6 m	20 m		
L 1/ (S1xS2)1/2	**0.086**	**0.065**	**0.270**		
L2 longitud del tramo cilíndrico del tubo forzado	0 m	0 m	35.6 m		
L2/S2	No tiene	No tiene	**0.937**		
V Volumen de la caja espiral (caracol)	2840 m3	1850 m3	1080 m3		
S3 Sección entrada a la caja espiral	60 m2	57 m2	38 m2		
V / (S3)2	**0.788**	**0.569**	**0.748**		
A3 Sección inicial tubería blindada	43 m2	33 m2	19 m2	56.7 m^2	
A2 Sección final	72.6 m2	78 m2	29 m2		
d. Longitud media	19 m	23,5 m	13 m		
d./ (A2xA3)1/2	**0.340**	**0.463**	**0.554**		
A1 Sección final de tubo de aspiración	168 m2	140 m2	109 m2		
a. Longitud media	24 m	19.2 m	16.8 m		
a. / (A1xA2)1/2	**0.217**	**0.184**	**0.298**		
Suma de L/S (m^{-1})	**1.43**	**1.281**	**2.807**		**Aprox.:10/D**
D Diámetro del rodete	7.40 m	6.70 m	4.85 m	8.50 m	D
Q_0 Caudal a H_0, γo y αo = (W_0 / $\eta.\rho.g.H_0$)	466 m^3/s	278 m^3/s	177 m^3/s	618 m^3/s	Aprox.:$8.6D^2$ m^3/s
H_0 Salto Nominal	27.5 m	14.7 m	25 m	25.3 m	
Tw = L/S x Q_0 /gH_0 Constante de tiempo del agua	**2.44 seg.**	**2.45 seg.**	**1.99 seg.**		**Aprox.: 8.8D/H_0**

Elección de bases en carga y salto nominal	**Palmar**	**Baygorria**	**Terra**	**CTM**
W_0 Potencia Nominal	113 MW	36 MW	39 MW	138 MW
RPM Revoluciones por minuto a f=50 Hz	88.2 RPM	78.95 RPM	125 RPM	75 RPM
H_0 Salto Nominal	27.5 m	14.7 m	25 m	25.3 m
D Diámetro del rodete	7.40 m	6.70 m	4.85 m	8.50 m
η_t Rendimiento de turbina en W_0 y salto H_0,	92 %	92 %	92 %	92 %
η_a Rendimiento de alternador	98 %	98 %	98 %	98 %
Q_0 Caudal a H_0, γo y $\alpha o = (W_0 / \eta.\rho.g.H_0)$	466 m^3/s	278 m^3/s	177 m^3/s	618 m^3/s
γ_0 Angulo mecánico de alabes del distribuidor para Q_0	(41º)/684mm	43.6º/630mm	38º/399 mm	(43º/600mm)
α_0 Angulo mecánico de palas del rodete para Q_0	34º	30º	32º	14º
RPMmax Velocidad embalamiento para γ y α			325,50º,19º	
Rangos de los ángulos				
γmax Angulo mecánico de alabes máximo (V=100%)	(53º)/836mm	50º/700 mm	58.6º/550mm	(53º)/700mm
γ_{offset} offset para obtener el ángulo hidráulico de alabe	(-3º)	(-3º)	-3º	(-3º)
αmax Angulo mecánico de pala máximo (P=100%)	40º	32º.	36º	+17º
αmin Angulo mecánico de pala mínimo (P=0%)	12º	-1º	6º	-15º
α_{ofset} offset para obtener el ángulo hidráulico de pala	(1.3º)	(3º)	2º	(22º)
Cot $(\gamma_0+\gamma_{offset}).RPM.Q_0/D.H_0$	253	258	256	(253)
Cot $(\alpha_0+\alpha_{ofset}).Q_0/D^3.RPM$	(0.18)	(0.018)	0.018	(0.018)
S sección efectiva del rodete = 0.66 D^2	36.1 m^2	29.6 m^2	15.5 m^2	
$K=2g\eta H_0/(2/3xQ_0/Sxcot\alpha_0)^2$ perdida rotacional	3.75	3.18	3.96	
Tiempos de maniobra de los servomotores				
T_a Apertura de alabes del distribuidor	22.2 seg.	6 seg.	23 seg.	
T_c Cierre de alabes del distribuidor	10.2 seg.	5 seg.	8.5 seg.	
T_a Apertura de palas rodete	73 seg.	8-10 seg.	11 seg.	
T_c Cierre de palas rodete	72 seg.	31 seg.	39 seg.	
Holguras mecánicas o bandas muertas	1 %	1 %	1%	1 %
Conjugación típica a Salto nominal				
C consigna apertura %			0-25-100	
CV o V distribuidor %			0-24-71	
CP palas %			0-0-100	
Regulador de Velocidad				
Estatismo Permanente bp o BP	5 %		5 %	
Estatismo Transitorio bt o BT	80 %		40 %	
Tiempo de relajación Td o Tr del Estatismo Transitorio	5 seg.		5 seg.	
Ganancia del Acelerometro N	--	--	10	
Tiempo de relajación del Acelerometro Tn/N o Tv	400 ms	--	50 ms	
Banda Muerta o Insensibilidad Taquimetrica i	0.2 %		+/- 0.4 %	
Carga/Frecuencia C/F al 100% =	113MW/52.		39MW/52.5	

Capítulo 3

Modelado para PSS/E

Alejandro Segade

David Bonjour

Modelado para PSS/E

En el primer anexo a este documento se muestra el diagrama de bloques general donde se agregaron los nombres (en cursiva) de las variables y estados que se usan para la programación del regulador en el lenguaje del PSS/E. Este diagrama se modificará luego, sustituyendo el modelo de turbina por un modelo simplificado mostrado también en el anexo.

Usaremos el siguiente convenio para manejar la nomenclatura de constantes, estados y variables:

En PSS/E	Nuestra nomenclatura
CON(J+i) , donde $0 \leq i \leq 32$	Ci
VAR(L+j) , donde $0 \leq j \leq 27$	Vj
STATE(K+n) , donde $0 \leq n \leq 4$	En

A partir de esta nomenclatura presentamos a continuación las ecuaciones que definen el sistema.

- ***Definición de constantes***

Constantes del limitador de potencia:

C0 = 39 (LWF = Low Watt Fix)

Esta limitación está modelada pero no se tendrá en cuenta en las simulaciones dinámicas, debido a que no tenemos información sobre la limitación de la potencia en función de la caída H (LLWH). Por este motivo la curva LLWH se sustituye en la programación del modelo por un valor grande (99999.) y además sustituimos el valor 39 de C0 por 99999. .

Constantes de la zona muerta:

C1 = 0 (P1)

Constantes del acelerómetro:

C2 = 0.5 (Tn)

C3 = 10 (N)

Constantes del consignador carga/frecuencia:

C4 = 0.05 (bp)

Constantes del regulador PI:

C5 = 0.4 (bt)

C6 = 5 (ganancia en lazo abierto del PI)

C7 = 0 (PL)

C8 = 1.5 (GL)

Constantes del LARRY:

C9 = 0.96 (limitación de potencia de la turbina: 37.4MW)

El LARRY no esta modelado actualmente, por lo que a la constante C9 se le reasigna el valor 99.9

Constantes del servo de álabes:

C10 = 50 (ganancia)
C11 = 1/10 (limitación de la válvula corredera piloto)
C12 = 20/11 (ganancia)
C13 = -1/39 (saturación en el cierre de la válvula principal)
C14 = 1/11 (saturación en la apertura válvula principal)
C18 = 0 (saturación inferior del integrador)
C20 = 1 (saturación superior del integrador)

Constantes del servo del distribuidor:

C33 = 50 (ganancia)
C11 = 1/10 (limitación de la válvula corredera piloto)
C15 = 20/8.5 (ganancia)
C16 = -1/8.5 (saturación en el cierre de la válvula principal)
C17 = 1/23 (saturación en la apertura válvula principal)
C19 = 0 (saturación inferior del integrador)
C20 = 1 (saturación superior del integrador)

Constantes de la turbina (estas constantes serán sustituidas más adelante por las correspondientes a un modelo simplificado de turbina):

C21 = 58.6° (γ_{max})
C22 = -3° (γ_{0f})
C23 = 38° (γ_0)
C24 = 36° (α_{max})
C25 = 2° (α_{0f})
C26 = 32° (α_0)
C27 = ($Q_0/(S*\sqrt{(2gH_0)}) * \sqrt{k}$)
C28 = 1 (h)
C29 = 1.99 (Tw)
C30 = 0.92 (μ_t)
C31 = 0.98 (μ_a)
C32 = 1/.92*.98 ($A_t=1/(\mu_t*\mu_a)$)

♦ ***Ecuaciones diferenciales del sistema***

s es l constante de Laplace

Ecuaciones de la zona muerta:

$$V1=\begin{cases} \max\ (V_1^{\cdot}, \Delta_f - P_1); \text{ si } \Delta_f > V_1^{\cdot}+P_2 & (P2= -P1) \\ \min\ (V_1^{\cdot}, \Delta_f - P_2); \text{ si } \Delta_f < V_1^{\cdot}+P_1 \end{cases}$$

V2=V0+V1

Ecuaciones del acelerómetro:

V3= V2*(C3-1)-E0
*s*E0= V3*N/Tn
V4= V0-V2-V3

Ecuaciones del consignador carga/frecuencia:

V6= (V5- PELEC(I)*SBASE/MBASE(I))*C4

Ecuaciones del regulador PI y limitador de potencia:

LLWH= 999999.9 {debido a que no tenemos información sobre la limitación de la potencia en función de la caída H (LLWH), la curva LLWH se sustituye en la programación del modelo por un valor grande (99999.) }
V30= min(C0 , LLWH)/MBASE(I) – PELEC(I)*SBASE/MBASE(I)
V7= min((V4+V6), V30) / C5
*s*E1=V7/C6
V8= E1; (C7 ≤ V8 ≤ C8)
V9= V7+V8

Ecuaciones del LARRY:

V10= min(V9,C9)

Ecuaciones de la conjugación:

V11= V10 –0.25
V12= 0.739*V10

Ecuaciones del servo de álabes:

V13= (V11-V15)*C10; (-C11 ≤ V13 ≤ C11)
V14= V13*C12; (C13 ≤ V14 ≤ C14)
*s*E2= V14; (C18 ≤ E2 ≤ C20)
V15= E2

Ecuaciones del servo del distribuidor:

V16= (V12-V18)*C33; (-C11 ≤ V16 ≤ C11)
V17= V16*C15; (C16 ≤ V17 ≤ C17)
*s*E3= V17; (C19 ≤ E3 ≤ C20)
V18= E3

Ecuaciones de la turbina (estas ecuaciones serán sustituidas más adelante por las correspondientes a un modelo simplificado de turbina):

V19= C21*π/180*V18 + C22*π/180
V20= C24*π/180*V15 + C25*π/180
V22= V2/E4/TAN(π/180(C24+C25)) – 1/TAN(V20)
V23= V22*E4
V24= 1/TAN(V19) – V22; (0.002 ≤ V19)
V24= 0.002; (V19 ≤ 0.002)
V25= (C27*V23)^2
V26= V2*E4*V24*TAN((C23+C22)*π/180)
V27= (C28-V25-V26-V28)*1/C29
*s*E4= V27
V28= V29*(1-C30)*E4^2

PMECH(I)= (V26*E4-V2^2*(1-C31))*C32

Al llegar a este punto se puede observar, en el modelo de la turbina, un número importante de ecuaciones no lineales lo cual complica demasiado la programación del cálculo de las condiciones iniciales en el PSS/E.
Por este motivo consideramos conveniente programar el modelo simplificado de turbina que se muestra en el anexo. Este modelo fue sugerido por la empresa GEC – Alsthom durante la renovación de la central.

Constantes del modelo simplificado de la turbina:

C21	=	0.89	(32+2/36+2 grados)
C22	=	0.63	(38-3/58-3 grados)
C23	=	1.0	(h)
C24	=	1.99	(Tw)
C25	=	0.92	
C26	=	6	(depende del modelo completo)
C27	=	1.0	

Ecuaciones del modelo simplificado de la turbina:

V19= (C21*C22/V15/V18)*E4^2
V20= (C23-V19)/C24
*s*E4= V20
V21= V15/C21-E4

PMECH(I)= C27*E4*(C25-C26*V21^2)

- ***Cálculo de condiciones iniciales***

$V0^{-}$= 1

Condiciones iniciales de la zona muerta:

$V1^- = 0$
$V2^- = 0$

Condiciones iniciales del acelerómetro:

$V3^- = 0$
$E0^- = C3 - 1$
$V4^- = 0$

Condiciones iniciales del consignador carga/frecuencia:

$V5^- = PELEC(I)*SBASE/MBASE(I)$
$V6^- = 0$

Condiciones iniciales del regulador PI y limitador de potencia:

$V7^- = 0$
$V9^- = V10^-$
$V8^- = V9^-$
$E1^- = V8^-$

Condiciones iniciales de la conjugación:

$V11^- = V10^- - 0.25$
$V12^- = 0.739*V10^-$

Condiciones iniciales del servo de álabes:

$V14^- = 0$
$V13^- = 0$
$V15^- = V11^-$
$E2^- = V15^-$

Condiciones iniciales del servo del distribuidor:

$V17^- = 0$
$V16^- = 0$
$V18^- = V12^-$
$E3^- = V18^-$

Condiciones iniciales del modelo simplificado de la turbina:

$V20^- = 0$
$V19^- = C23$
$C23 = (C21*C22/V15^-/ V18^{-)}* E4^{-}\hat{}2$
$V21^- = V15^-/C21 - E4^-$
$PMECH(I) = C27* E4^- * (C25-C26* V21^-\hat{}2)$

Para calcular las condiciones iniciales que involucran ecuaciones no lineales, aplicamos el método de Newton-Raphson resolviendo las ecuaciones iterando en V10:

$E4^-\hat{}2 = (V10^--0.25)*(0.739*V10^-)*C23/C21/C22$
Derivando esta ecuación en V10:
$2E4^-+E4^{-\prime} = C23/C21/C22*0.739*(2*V10^--0.25)$
Sea la ecuación:

F= C27* E4^{-} * (C25-C26* (V10^{-}-0.25)/C21- E4^{-})^2) - PMECH(I)
Derivando esta ecuación en V10:
F$'$= C27*E4^{-}` * (C25-C26*(V10$^{-}$-0.25)/C21- E4$^{-}$)^2) + C27*E4$^{-}$ * (-C26*2*(V10$^{-}$-0.25)/C21- E4$^{-}$) *(1/C21-E4$^{-}$`)
V10^{-}= V10^{-} –F/F'
Como valor de partida para V10 que es la variable de iteración, se usa un valor inferior al Larry (Larry= 0.96). En particular usamos V10inicial= 0.8.
Para la programación en PSS/E usamos el nombre de FP para identificar la derivada de F respecto a V10. Idem para E4P (derivada de E4 respecto de V10).

A continuación se presenta la programación, en el lenguaje FLEX del PSS/E, del modelo simplificado explicado anteriormente al cual denominamos "TERVEL".

```
C
C Subrutina del regulador de velocidad de G. Terra TERV02 - Revision
1.3
C UTE (PEE-EYP) - GRUPO PSS
C
C Revisión 1.3: TERV02 (mayo 2004) (David Bonjour y Alejandro Segade)
C se comenta en el modo 2 la línea: VAR(L+5)=PELEC(I)*SBASE/MBASE(I)
para
C que la realimentación de potencia funcione. Además se corrige el
signo a la entrada
C del sumador de errores de potencia y velocidad, pasando a tener dos
signos positivos,
C como se observa aquí:   VAR(L+7)=MIN(VAR(L+22),(VAR(L+4)+VAR(L+6)))
/ CON(J+5)
C
C Revision 1.2: TERV01 (2/5/03) (Carlos Alonso y Freddy Rabín)
C Revision 1.1: TERVEL (21/3/03) (David Bonjour y Alejandro Segade)
C Version original: TERVEL (abril 2001) (David Bonjour y Alejandro
Segade)
C
      SUBROUTINE TERV02 (I,ISLOT)
C
C       I    = INDICE DEL ARRAY DE MAQUINAS
C       ISLOT= INDICE DE LA TABLA DE ALOJAMIEN. ARRAYS
C       J    = STRTIN(1,ISLOT) CTES CON(J)..
C       K    = STRTIN(2,ISLOT) ESTADOS STATE(K)..
C
$INSERT COMON4.INS
C
      INTRINSIC MAX, MIN, SQRT
      EXTERNAL BADMID
      INTEGER IB, J, K, L, JJ, KK, KMAX
      REAL AUX, DIF10, S, DEL2, STSAVE(5), E4, E4P, F, FP,LLWH,AUX1
      LOGICAL   AVERAG, QUICK
C       SI LA MAQUINA ESTA OFF-LINE O EL SISTEMA ES UN COMPENSADOR
ESTATICO O
C       MOTOR DE INDUCCION (NO NECESITA EXITAC), EL NUMERO DE
SECUENCIA DE BUS
C       ES NEGATIVO.
```

```
C
      IB=NUMTRM(I)
      IF (IB.LE.0) RETURN
C       EL MODELO FUNCIONA EN STATE-SPACE SIMULATIONS
C       (MIDTRM=FALSE)
C       DEBE PRESENTAR UN MENSAJE SI MIDTRM=TRUE (EXTENDED TERM SIM)
      IF (MIDTRM) GO TO 900
C       INICIALIZAR LOS INDICES DE CON, STATE, AND VAR
      J= STRTIN(1,ISLOT)
      K= STRTIN(2,ISLOT)
      L= STRTIN(3,ISLOT)
C
C
C       REALIZAR LOS PASOS DE ACUERDO AL ESTADO DE LA
C       BANDERA 'MODE'
C
C       MODO=1  INICIALIZACION
C
      IF (MODE.EQ.1)
C
C      WRITE(LPDEV,110) SPEED(I), PELEC(I), PMECH(I)
      VAR(L)=1
      VAR(L+1)=0.0
      VAR(L+2)=VAR(L)+VAR(L+1)
      VAR(L+3)=0
      VAR(L+4)=0
      STATE(K)=VAR(L+2)*(CON(J+3)-1)-VAR(L+3)
      VAR(L+5)=PELEC(I)*SBASE/MBASE(I)
      VAR(L+6)=0
      VAR(L+7)=0
C
      DIF10=1.
      VAR(L+10)=.8
      WHILE (DIF10.GT.0.01)
      VAR(L+15)=VAR(L+10)-0.25
      VAR(L+18)=0.739*VAR(L+10)
C
STATE(K+4)=SQRT(VAR(L+15)*VAR(L+18)*CON(J+23)/CON(J+21)/CON(J+22))
C      AUX=SQRT((-PMECH(I)/CON(J+27)/STATE(K+4)+CON(J+25))/CON(J+26))
C      AUX=(AUX+STATE(K+4))*CON(J+21)+0.25
C      DIF10=ABS(VAR(L+10)-AUX)
C      VAR(L+10)=(VAR(L+10)+AUX)/2
C METODO NEWTON-RAPHSON
      E4=SQRT(VAR(L+15)*VAR(L+18)*CON(J+23)/CON(J+21)/CON(J+22))
      E4P=CON(J+23)/CON(J+21)/CON(J+22)*0.739*(2*VAR(L+10)-0.25)/2/E4
      AUX=(VAR(L+10)-0.25)/CON(J+21)
      AUX1=(CON(J+25)-CON(J+26)*(AUX-E4)*(AUX-E4))
      FP=CON(J+27)*E4P*AUX1-CON(J+27)*E4*CON(J+26)*2*(AUX-
E4)*(1/CON(J+21)-E4P)
      F=CON(J+27)*E4*(CON(J+25)-CON(J+26)*(AUX-E4)*(AUX-E4))-PMECH(I)
      VAR(L+10)=VAR(L+10)-F/FP
      DIF10=ABS(F/FP)
      FIN
C
      VAR(L+15)=VAR(L+10)-0.25
      VAR(L+18)=0.739*VAR(L+10)

STATE(K+4)=SQRT(VAR(L+15)*VAR(L+18)*CON(J+23)/CON(J+21)/CON(J+22))
      VAR(L+21)=VAR(L+15)/CON(J+21)-STATE(K+4)
      VAR(L+19)=CON(J+23)
      VAR(L+20)=0
```

```
      VAR(L+9)=MIN(VAR(L+10),CON(J+9))
      VAR(L+8)=VAR(L+9)-VAR(L+7)
      STATE(K+1)=VAR(L+8)
      VAR(L+11)=VAR(L+10)-0.25
      VAR(L+12)=0.739*VAR(L+10)
      VAR(L+14)=0
      VAR(L+13)=0
      VAR(L+17)=0
      VAR(L+16)=0
      STATE(K+2)=VAR(L+15)
      STATE(K+3)=VAR(L+18)
      VAR(L+22)=999999.0
C
      IF (VAR(L+10) .GT. CON(J+9))
      WRITE(LPDEV,101) VAR(L+10), CON(J+9)
      WRITE(LPDEV,102)
      FIN
      RETURN
      FIN
C ******************************************************
C
C       MODO=2  CALCULO DE DERIVADAS
C
      IF (MODE.EQ.2)
      AVERAG=KPAUSE.EQ.2
      QUICK =KPAUSE.EQ.1 .OR. LSYSAN
      DEL2=0.5*DELT
C
      LLWH= 999999.1
      VAR(L)=1
      DO (KK=1,100)
C FUNCION BANDA MUERTA
      CONDITIONAL
      (ABS(PELEC(I)).LT.0.01)
      VAR(L+1)=SPEED(I)
      FIN
      (OTHERWISE)
      AUX=MAX(VAR(L+1),(SPEED(I)-CON(J+1)))
      IF (SPEED(I).GT.(VAR(L+1)-CON(J+1))) VAR(L+1)=AUX
      AUX=MIN(VAR(L+1),(SPEED(I)+CON(J+1)))
      IF (SPEED(I).LT.(VAR(L+1)+CON(J+1))) VAR(L+1)=AUX
      FIN
      FIN
C
      VAR(L+2)=VAR(L+1)+VAR(L)
      VAR(L+3)=(CON(J+3)-1)*VAR(L+2)-STATE(K)
      DSTATE(K)=CON(J+3)/CON(J+2)*VAR(L+3)
      VAR(L+4)=VAR(L)-VAR(L+2)-VAR(L+3)
C
C      VAR(L+5)=PELEC(I)*SBASE/MBASE(I)
      VAR(L+6)=CON(J+4)*(VAR(L+5)-PELEC(I)*SBASE/MBASE(I))
      IF(ABS(PELEC(I)).LT.0.01) VAR(L+6)=0
C
      VAR(L+22)= MIN(CON(J),LLWH)/MBASE(I) - PELEC(I)*SBASE/MBASE(I)
      VAR(L+7)=MIN(VAR(L+22),(VAR(L+4)+VAR(L+6))) / CON(J+5)
C COPIADOR-M2:
      DSTATE(K+1)=VAR(L+7)/CON(J+6)
C LIMITADOR GL,PL
      CONDITIONAL
      (STATE(K+1) .LE. CON(J+7))
      STATE(K+1)=CON(J+7)
```

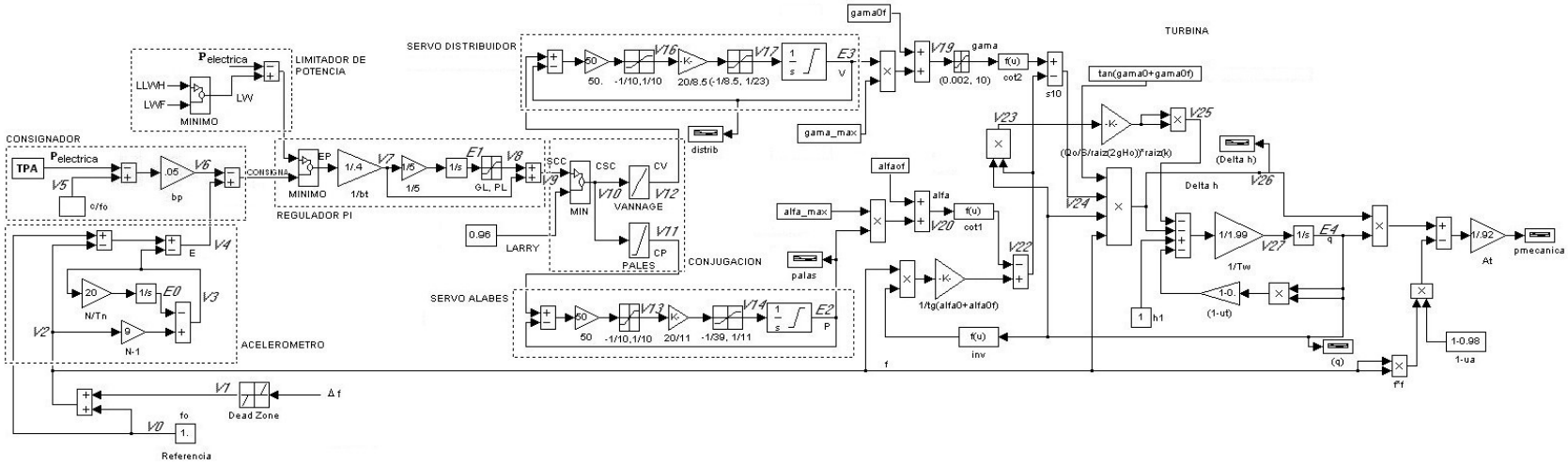
```
      VAR(L+8)=CON(J+7)
      STORE(K+1)=CON(J+7)
      IF(DSTATE(K+1).LE.0)DSTATE(K+1)=0
      FIN
      (STATE(K+1) .GE. CON(J+8))
      STATE(K+1)=CON(J+8)
      VAR(L+8)=CON(J+8)
      STORE(K+1)=CON(J+8)
      IF(DSTATE(K+1).GE.0)DSTATE(K+1)=0
      FIN
      (OTHERWISE) VAR(L+8)=STATE(K+1)
      FIN
      VAR(L+9)=VAR(L+8)+VAR(L+7)
C FIN DEL COPIADOR-M2
C BLOQUE DE MINIMO COMPARA CON SALIDA DE LARRY Y OBTIENE CSC
      VAR(L+10)=MIN(VAR(L+9), CON(J+9))
C SERVOS
C      SERVO-ALABES-M2:
C      TO SERVO-ALABES-M2
C CURVA DE PALES
      VAR(L+11)=(VAR(L+10)-.25)
C PRIMER LIMITADOR EN SERVO ALABES
      AUX=(VAR(L+11)-VAR(L+15))*CON(J+10)
      CONDITIONAL
      (AUX .LE. -CON(J+11)) VAR(L+13)=-CON(J+11)
      (AUX .GE. CON(J+11)) VAR(L+13)=CON(J+11)
      (OTHERWISE) VAR(L+13)=AUX
      FIN
C SEGUNDO LIMITADOR EN SERVO ALABES
      AUX=VAR(L+13)*CON(J+12)
      CONDITIONAL
      (AUX .LE. CON(J+13)) VAR(L+14)=CON(J+13)
      (AUX .GE. CON(J+14)) VAR(L+14)=CON(J+14)
      (OTHERWISE) VAR(L+14)=AUX
      FIN
      DSTATE(K+2)=VAR(L+14)
C SATURACION DE SALIDA EN SERVO ALABES
      CONDITIONAL
      (STATE(K+2) .LE. CON(J+18))
      STATE(K+2)=CON(J+18)
      VAR(L+15)=CON(J+18)
      STORE(K+2)=CON(J+18)
      IF(DSTATE(K+2).LE.0)DSTATE(K+2)=0
      FIN
      (STATE(K+2) .GE. CON(J+20))
      STATE(K+2)=CON(J+20)
      VAR(L+15)=CON(J+20)
      STORE(K+2)=CON(J+20)
      IF(DSTATE(K+2).GE.0)DSTATE(K+2)=0
      FIN
      (OTHERWISE) VAR(L+15)=STATE(K+2)
      FIN
C      FIN
C      SERVO-DISTRIBUIDOR-M2
C      TO SERVO-DISTRIBUIDOR-M2
C CURVA DE VANNAGE
      VAR(L+12)=0.739*VAR(L+10)
C PRIMER LIMITADOR EN SERVO DISTRIBUIDOR
      AUX=(VAR(L+12)-VAR(L+18))*CON(J+10)
      CONDITIONAL
      (AUX .LE. -CON(J+11)) VAR(L+16)=-CON(J+11)
```

```
      (AUX .GE. CON(J+11)) VAR(L+16)=CON(J+11)
      (OTHERWISE) VAR(L+16)=AUX
      FIN
C SEGUNDO LIMITADOR EN SERVO DISTRIBUIDOR
      AUX=VAR(L+16)*CON(J+15)
      CONDITIONAL
      (AUX .LE. CON(J+16)) VAR(L+17)=CON(J+16)
      (AUX .GE. CON(J+17)) VAR(L+17)=CON(J+17)
      (OTHERWISE) VAR(L+17)=AUX
      FIN
      DSTATE(K+3)=VAR(L+17)
C SATURACION DE SALIDA EN SERVO DISTRIBUIDOR
      CONDITIONAL
      (STATE(K+3) .LE. CON(J+19))
      STATE(K+3)=CON(J+19)
      VAR(L+18)=CON(J+19)
      STORE(K+3)=CON(J+19)
      IF(DSTATE(K+3).LE.0)DSTATE(K+3)=0
      FIN
      (STATE(K+3) .GE. CON(J+20))
      STATE(K+3)=CON(J+20)
      VAR(L+18)=CON(J+20)
      STORE(K+3)=CON(J+20)
      IF(DSTATE(K+3).GE.0)DSTATE(K+3)=0
      FIN
      (OTHERWISE) VAR(L+18)=STATE(K+3)
      FIN
C TUBERIA FORZADA Y TURBINA
      AUX=STATE(K+4)*STATE(K+4)
      VAR(L+19)=CON(J+21)*CON(J+22)/VAR(L+15)/VAR(L+18)*AUX
      VAR(L+20)=(CON(J+23)-VAR(L+19))/CON(J+24)
      VAR(L+21)=VAR(L+15)/CON(J+21)-STATE(K+4)
      DSTATE(K+4)=VAR(L+20)
C
C guardo los estados iniciales
      IF (QUICK) RETURN
      IF (KK.EQ.1)
      KMAX=K+4
      STSAVE(1)=STATE(K)
      STSAVE(2)=STATE(K+1)
      STSAVE(3)=STATE(K+2)
      STSAVE(4)=STATE(K+3)
      STSAVE(5)=STATE(KMAX)
      FIN
C
      IF (AVERAG)
      AVERAG=.FALSE.
C promedio de las derivadas al comenzar el loop
      DO (JJ=K,KMAX) DSTATE(JJ)=0.5*(DSTATE(JJ)+OLDERV(JJ))
C
      FIN
C integracion interna
      DO (JJ=K,KMAX)
      S=0.01*DSTATE(JJ)*DELT
      STORE(JJ)=STORE(JJ)+S
      STATE(JJ)=STORE(JJ)+0.5*S
      FIN
C
      FIN
C acomodo los estados para la integracion exterior
      AVERAG=KPAUSE.EQ.2
```

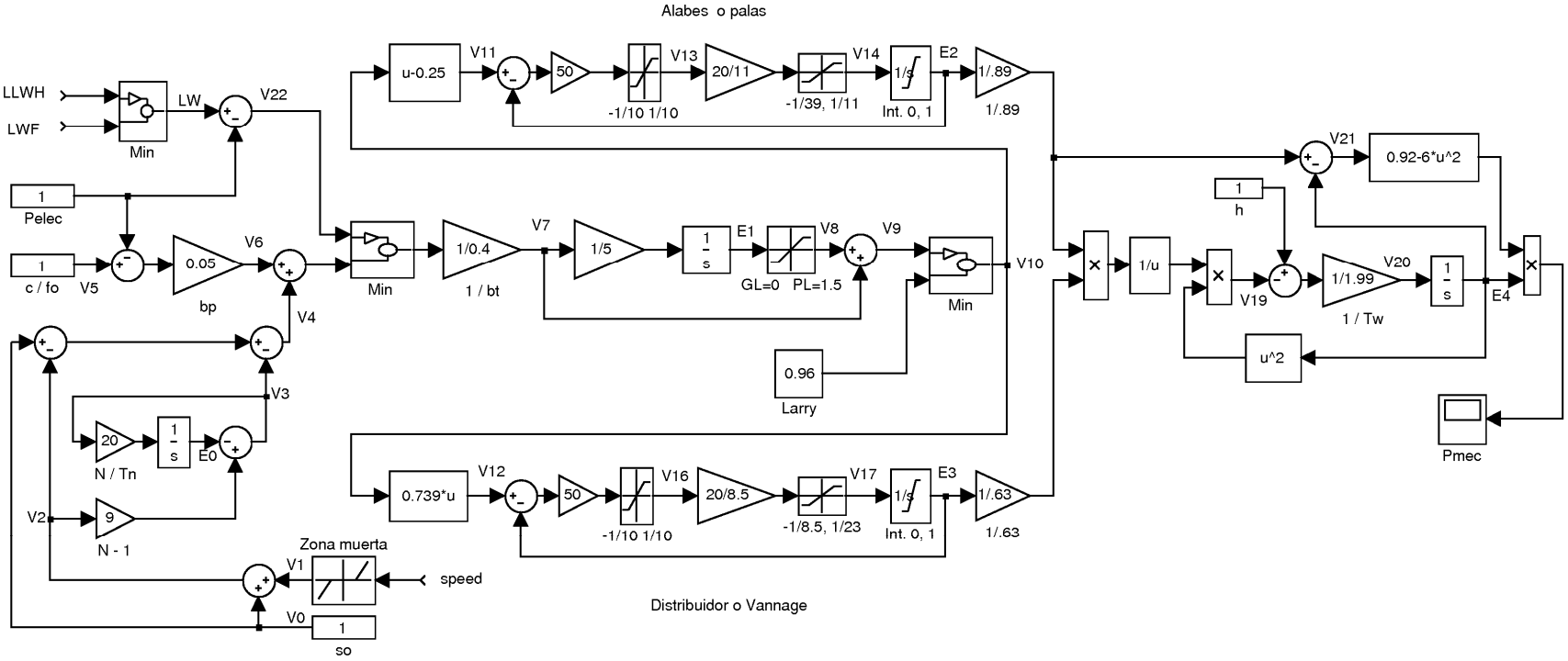
```
      KK=1
      DO (JJ=K,KMAX)
      S=2.*(STATE(JJ)-STORE(JJ))
      STORE(JJ)=STORE(JJ)-S
      S=S/DELT
      DSTATE(JJ)=S
      IF (AVERAG) OLDERV(JJ)=S
      STATE(JJ)=STSAVE(KK)
      KK=KK+1
      FIN
      RETURN
      FIN
C *****************************************************
C
C       MODO=3  SALIDA
C
      IF (MODE.EQ.3)
      AUX=VAR(L+21)*VAR(L+21)
      PMECH(I)=CON(J+27)*STATE(K+4)*(CON(J+25)-CON(J+26)*AUX)
C
      RETURN
      FIN
C
C       MODO=4  ACTUALIZA 'NINTEG' (MAXIMO ESTADO USADO)
C
      IF ((K+4).GT.NINTEG) NINTEG=K+4
      RETURN
C
C       MODELO NO IMPLEMENTADO PARA SIMULACIONES DEL
C       TIPO 'EXTENDED TERM'
C
 900  CALL BADMID(I,IB,'TERV02')
      RETURN
C
 101  FORMAT('TERV02: -- ADVERTENCIA -- DEBE SER: VAR10 = ',
     & F8.5,' <= LARRY= ',F8.5)
 102  FORMAT('******** DISMINUYA LA POTENCIA GENERADA ********')
C 110  FORMAT(' TERV02 : SPEED= ',F8.5,' PELEC= ',F8.5,' PMECH=
',F8.5)
C
      END
```

ANEXO

MODELO COMPLETO



MODELO SIMPLIFICADO



Capítulo 4

Ensayo de rechazo de carga con el modelo de regulación de velocidad “Tervel”

Alejandro Segade

David Bonjour

Ensayo de rechazo de carga con el modelo de regulación de velocidad "Tervel"

Descripción de los ensayos

Tenemos dos ensayos realizados de rechazo de carga que podemos reproducir con una simulación dinámica en PSS/E . El modelo para éste regulador es el programado por el usuario de nombre TERVEL cuyos datos de entrada fueron discutidos anteriormente.

El modelo de máquina que usamos es un GENSAL donde la constante D_e que representa la amortiguación de la velocidad debida a la variación de la carga del sistema con la frecuencia, fue usada con dos valores distintos ($D_e = 2.0$ y $D_e = 3.0$). Estos valores se eligieron teniendo en cuenta las recomendaciones existentes en el manual de PSS/E «PAG-VII 13.4.4 Generator Rotor Speed Damping» y que en el momento del rechazo de carga el generador se encuentra alimentando una carga muy inductiva (el transformador elevador en vacío).

Los valores de carga que se rechazaron en los ensayos fueron de 30 MW y 38.3 MW. En los gráficos a continuación se ven las curvas de potencia mecánica, variación de la velocidad, ángulo del distribuidor y ángulo de las palas de la turbina, todos en pu; correspondientes a los ensayos de rechazo de carga (30 MW y 38.3 MW) para los dos valores que consideramos de D_e .

Estos gráficos pueden compararse con los ensayos de campo realizados a esas mismas potencias que se muestran al final de éste documento en dos gráficos escaneados extraídos del protocolo de ensayos de GEC ALSTHOM páginas 56 y 57 relativos a la Central Gabriel Terra.

Conclusiones

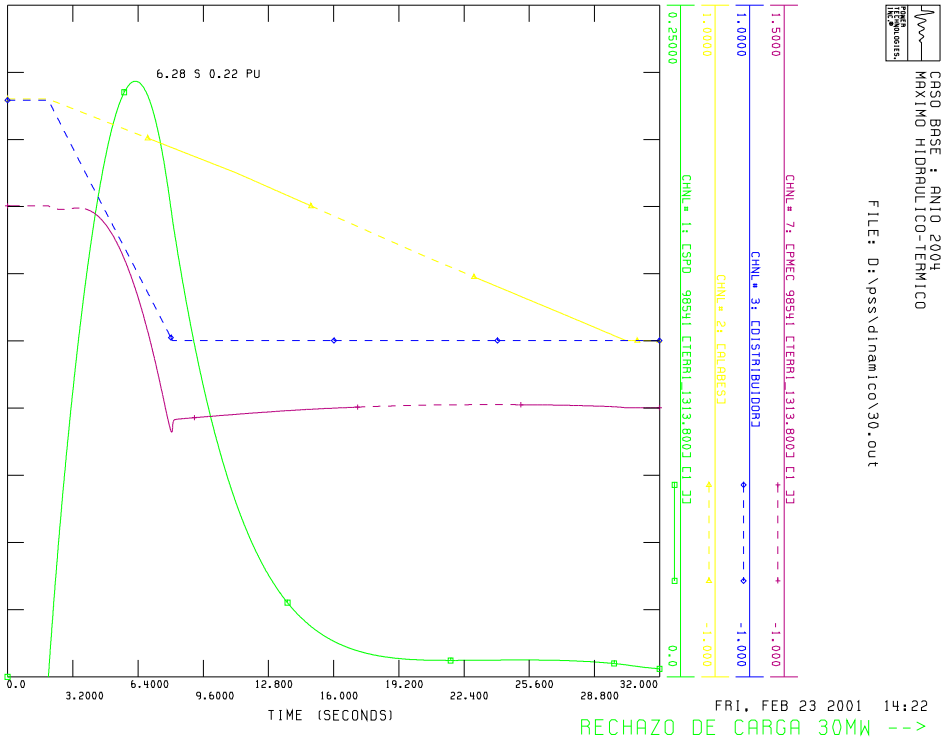
Se observa que los resultados de la simulación dinámica son satisfactorios comparados con los ensayos en campo, siempre que la constante D_e del modelo GENSAL esté entre 2.0 y 3.0.

Es de hacerse notar el hecho que cuando el generador esté conectado a la red, el valor de D_e debe fijarse en un valor entre 0.0 para cargas resistivas y 2.0 para cargas inductivas según lo recomendado en el manual de PSS/E «PAG-VII 13.4.4 Generator Rotor Speed Damping».

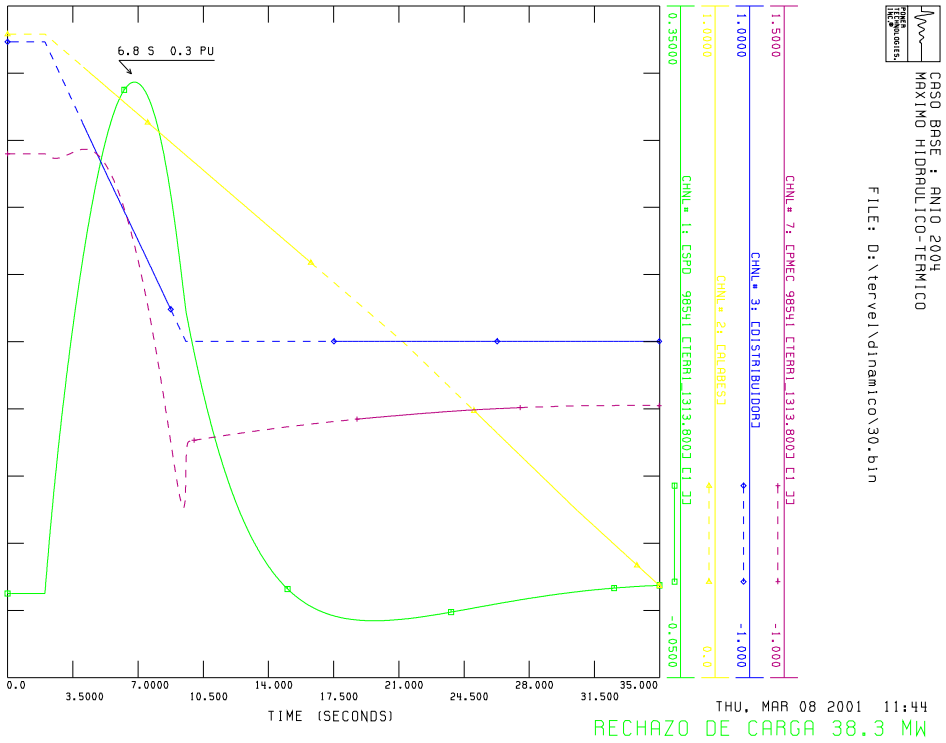
En el apéndice se encuentra la entrada de datos dinámicos para el generador y el regulador de velocidad de Terra utilizados en la simulación dinámica.

D_e = 2.0

Rechazo de carga de 30 MW

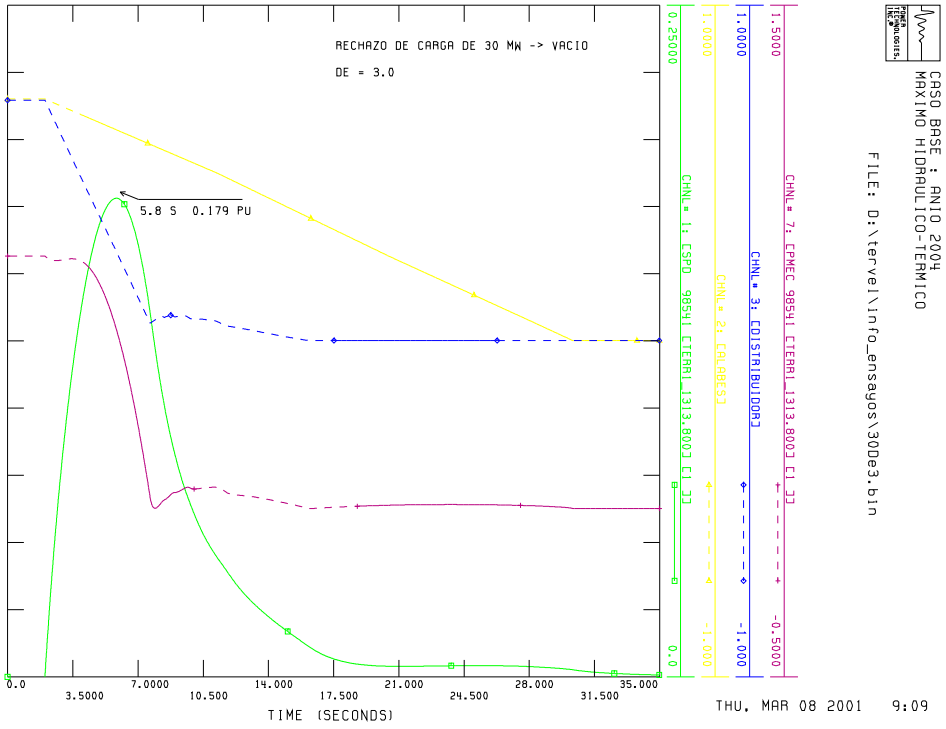


Rechazo de carga de 38.3 MW

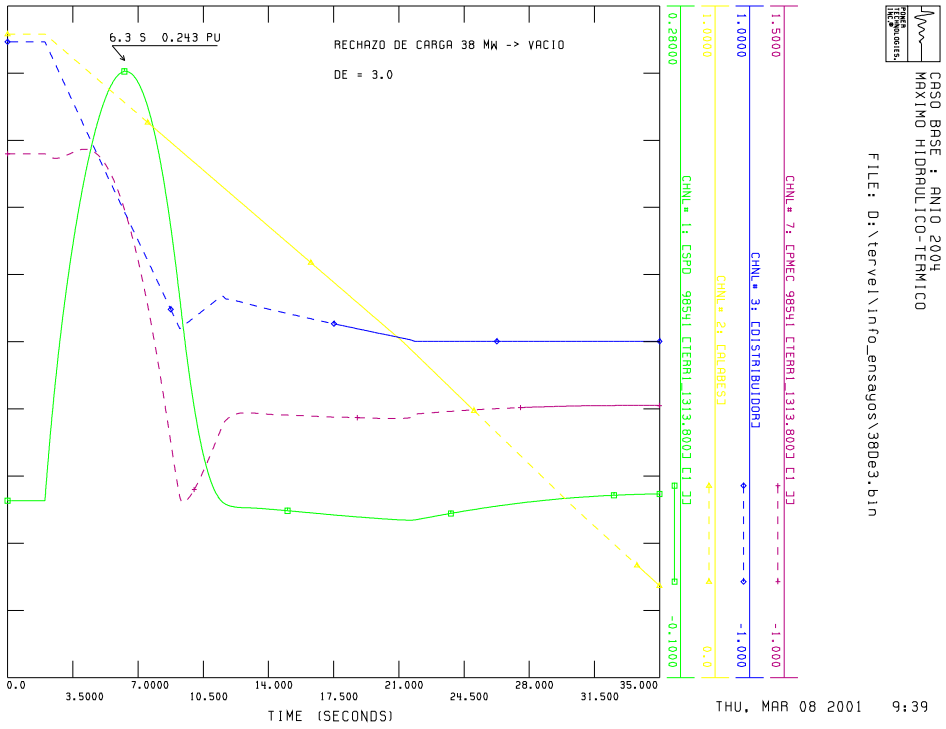


- **D_e = 3.0**

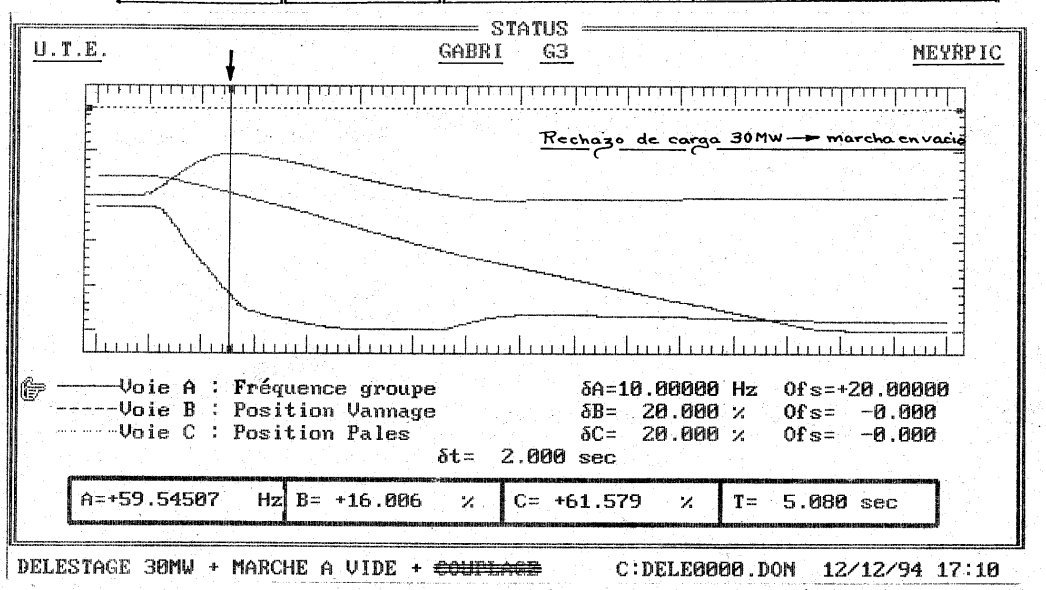
Rechazo de carga de 30 MW



Rechazo de carga de 38.3 MW

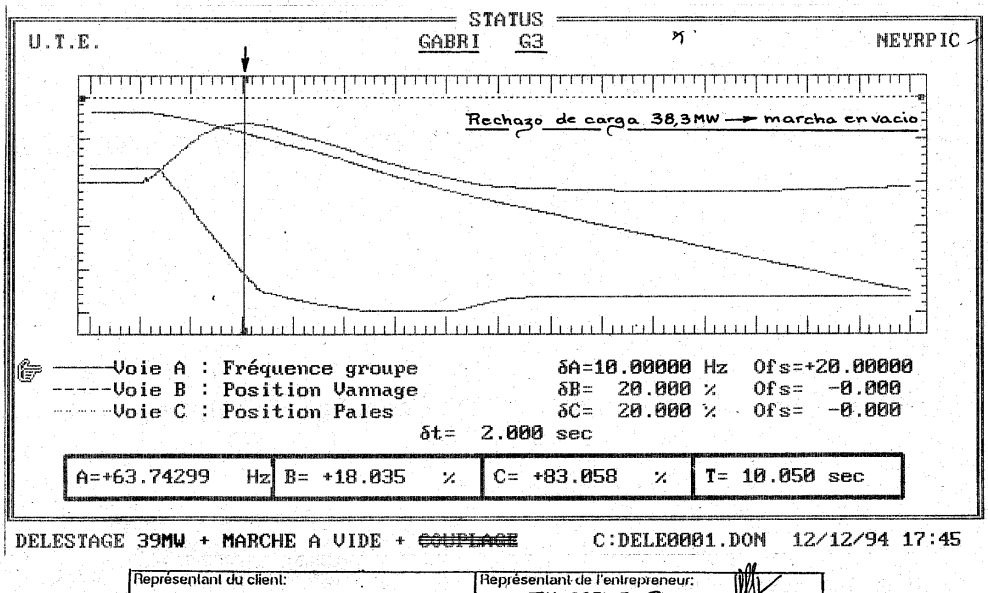


SPIE BATIGNOLLES	GEC ALSTHOM NEYRPIC	CLIENT : UTE PROJET : GABRIEL TERRA	FICHE D'ESSAIS SUR SITE	PAGE 56



Représentant du client: Date:			Représentant de l'entrepreneur: THIEFFINE-G. Date: 12 Dic. 94	
Ecrit par:	Vérifié par:	Approuvé par:	Date:	N° Pl...

SPIE BATIGNOLLES	GEC ALSTHOM NEYRPIC	CLIENT : UTE PROJET : GABRIEL TERRA	FICHE D'ESSAIS SUR SITE	PAGE 57



Représentant du client: Date:			Représentant de l'entrepreneur: THIEFFINE-G Date: 12 Dic. 94	
Ecrit par:	Vérifié par:	Approuvé par:	Date:	N° Pl... 1.00/PP/162

Apéndice

Este es el archivo *.dyr para D_e = 2.0

```
98541 'GENSAL'  1    4.5000     0.03800     0.04200     3.35600
     2.000      0.9150     0.56700     0.30000     0.21200
     0.1410     0.1143     0.4286    / TERRA 1
98541 'USRMDL' 1 'TERVEL'       5        0        0        28       5        23       999999.
        .0       .5       10.      .05      .4     5.          .0       1.5      99.      50.
        .1       1.82     -.02564 .091     2.353    -.11765 .0435    .001     .001     1.
        .89      .63      1.       1.99     .92      6.       1.       / REG. VELOCIDAD TERRA
```

Este es el archivo *.dyr para D_e = 3.0

```
98541 'GENSAL'  1    4.5000     0.03800     0.04200     3.35600
     3.000      0.9150     0.56700     0.30000     0.21200
     0.1410     0.1143     0.4286    / TERRA 1
98541 'USRMDL' 1 'TERVEL'       5        0        0        28       5        23       999999.
        .0       .5       10.      .05      .4     5.          .0       1.5      99.      50.
        .1       1.82     -.02564 .091     2.353    -.11765 .0435    .001     .001     1.
        .89      .63      1.       1.99     .92      6.       1.       / REG. VELOCIDAD TERRA
```